

(51) Int.Cl.<sup>4</sup>  
F 1 6 C 33/66識別記号 庁内整理番号  
Z 9031-3 J

F 1

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求(全 24 頁)

(21) 出願番号 特願平6-520650  
 (86) (22) 出願日 平成6年(1994)3月17日  
 (85) 翻訳文提出日 平成6年(1994)11月17日  
 (86) 国際出願番号 PCT/EP94/00845  
 (87) 国際公開番号 WO94/21932  
 (87) 国際公開日 平成6年(1994)9月29日  
 (31) 優先権主張番号 P4308640.3  
 (32) 優先日 1993年3月18日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
 (31) 優先権主張番号 P4313869.1  
 (32) 優先日 1993年4月28日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)

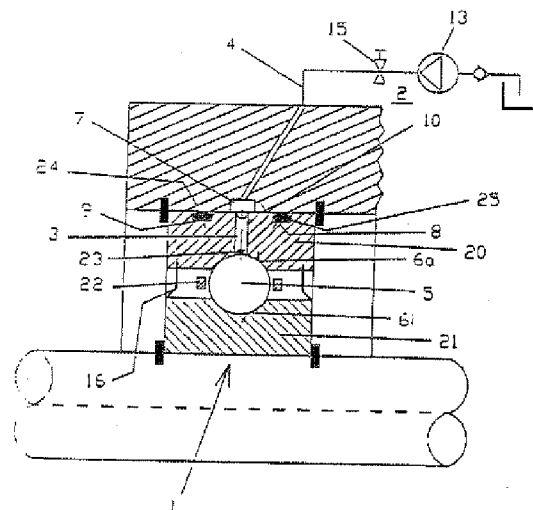
(71) 出願人 バルマーク アクテングゼルシャフト  
 ドイツ連邦共和国 D-42897 レムシャ  
 イト レヴェルクゼル ストラッセ 65  
 (72) 発明者 シュティッツ, アルベルト  
 ドイツ連邦共和国 D-51515 キュルテ  
 ン アイヒェン 3  
 (72) 発明者 ハーマン, ヴォルフガング  
 ドイツ連邦共和国 D-47906 ケンペン  
 マリーユハッツーシュトラッセ 33  
 (72) 発明者 ザルツ, フランツ ベーター  
 ドイツ連邦共和国 D-42899 レムシャ  
 イト クラウゼナー フェルト 24  
 (74) 代理人 弁理士 矢野 敏雄 (外3名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 転がり軸受け

## (57) 【要約】

本発明は、外部潤滑剤供給部を備えた転がり軸受けに関する。前記潤滑剤供給部は、軸受け外レースもしくは軸受け内レースとを通過して延びていて、転がり軸受けのすぐ近くに開口している。



## 請求の範囲

1. 転がり軸受け(1)であって、内側の軸受けレース(21)と、外側の軸受けレース(20)と、転動体とが設けられていて、該転動体が、内側の軸受けレース(21)に設けられた転動体軌道(61)と、外側の軸受けレース(20)に設けられた転動体軌道(62)との間に案内されており、両軸受けレースのうち一方が、潤滑剤供給のための装置(2)を接続するための孔を有している形式のものにおいて、前記孔(3)が各転動体軌道(61, 62)の範囲に開口している(23)ことを特徴とする、転がり軸受け。

2. 前記孔(3)が、減じられた負荷が生じない軸受け周囲の範囲(25)に設けられている、請求項1記載の転がり軸受け。

3. 転動体軌道が、面圧の減じられた潤滑剤の区域を有するように構成されており、該区域に前記孔が開口している、請求項1または2記載の転がり軸受け。

4. 前記開口(23)が、軸受け横方向から傾斜した面に位置している、請求項2または3記載の転がり軸受け。

5. 前記孔に、該孔に接続されてかつ同一の鉛直平面内に位置する壁を介して外部から潤滑剤が供給される、請求項1から4までのいずれか1項記載の転がり軸受け。

剤を制御して供給する方法。

12. データメモリに、潤滑剤量に関連した規定の運転パラメータの経過と、規定の最適な潤滑剤量をファイルし、

前記運転パラメータを転がり軸受けで検出して、問い合わせ、

転がり軸受けに供給される潤滑剤量を運転パラメータの各値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項11記載の方法。

13. 潤滑剤を、高められた圧力で個々の転がり軸受けに送出し、この場所です分にコンパクトな形(凝状またはペースト状)で無聲に潤滑する、請求項12記載の方法。

14. 多数の加工箇所を有する連続機械のこのような多数の転がり軸受けに潤滑剤を供給し、この場合、運転パラメータを各軸受け個所で個別に検出して、問い合わせ、さらに各軸受け個所に個別の潤滑剤量を供給する、請求項11から13までのいずれか1項記載の方法。

15. 各転がり軸受けに、該転がり軸受けに配属された各1つのポンプを介して潤滑剤を供給し、該ポンプを運転パラメータの各値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項14記載の方法。

16. 各転がり軸受けに、該転がり軸受けに配属さ

6. 前記潤滑剤溝(7)の両側で横状に延びるシール部材、特に環状溝(8, 9)に位置するリング

(24, 25)が配置されており、前記環状溝(8, 9)が有利には、転がり軸受けを収容する機械部分に設けられた軸受け座部(10)に配置されている、請求項5記載の転がり軸受け。

7. 前記孔(3)が、潤滑剤ポンプ(13)の吐出側に接続されている、請求項1から6までのいずれか1項記載の転がり軸受け。

8. 前記孔(3)が、圧力下にある潤滑剤アキュムレータ(14)に接続されている、請求項1から6までのいずれか1項記載の転がり軸受け。

9. 潤滑剤が潤滑装置(15)を介して供給される、請求項7または8記載の転がり軸受け。

10. 転がり軸受けが、有利には多数の加工箇所を有する連続機械に、回転可能なゴデットを支承するために動く、請求項1から9までのいずれか1項記載の転がり軸受け。

11. 請求項1から4までのいずれか1項記載の転がり軸受けに潤滑剤を制御して供給する方法において、転がり軸受けに供給される各潤滑剤量を制御ユニットで規定し、該制御ユニットで、規定の運転パラメータによって規定された基本調節を、転がり軸受けで連続的に検出された運転データもしくは状態データに関連して変更することを特徴とする、転がり軸受けに潤滑

れた各1つの弁、特に制御可能な電磁弁を介して圧力オイルアキュムレータから潤滑剤を供給し、該圧力オイルアキュムレータを運転パラメータの各値に関連して、かつ最適な潤滑剤量に適合させる方向で制御する、請求項14記載の方法。

17. 各転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御を、一連の検出信号を介して行ない、ただし該検出信号が、規定の時間を有しているが、制御される周波数を有している、請求項15または16記載の方法。

18. 各転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御を、一連の検出信号を介して行ない、ただし該検出信号が、規定の周波数を有しているが、制御される時間を有している、請求項15または16記載の方法。

19. 最適な潤滑剤量を最も低い軸受け速度の方向で監視して、規定する、請求項11から18までのいずれか1項記載の方法。

20. 転がり軸受け、特に請求項1から4までのいずれか1項記載の転がり軸受けに潤滑剤を制御して供給する方法であって、この場合、転がり軸受けに供給される各潤滑剤量を制御ユニットで規定し、該制御ユニットで、規定の運転パラメータによって規定された基本調節を、転がり軸受けで連続的に検出された運転データもしくは状態データに関連して変更する形式のものにおいて、運転パラメータが軸受け振動であることを特徴とする、転がり軸受けに潤滑剤を制御して供

給する方法。

21. 軸受け振動を、規定の周波数または規定の周波数領域から選択する、請求項20記載の方法。

22. 運転パラメータが、選択された周波数領域の軸受け振動の発生頻度である、請求項20記載の方法。

23. 運転パラメータが、軸受け振動の振幅である、請求項20記載の方法。

24. 運転パラメータが、選択された振幅高さを有する軸受け振動の発生頻度である、請求項20または23記載の方法。

25. 周波数を200~500kHzの周波数領域から選択する、請求項21または22記載の方法。

26. 転がり軸受け(1)、特に請求項1から10までのいずれか1項記載の転がり軸受けに用いられる潤滑剤供給のための装置であって、転がり軸受け(1)に潤滑剤(33)を送出するための潤滑剤導管(4)が設けられている形式のものにおいて、環状導管(48)が設けられており、該環状導管(48)が、その一方の側で潤滑剤ポンプ(13)を介してタンク(47)に接続されていて、他方の側で圧力増大装置(タンクに向かって開く逆止弁(50))を介してタンクに接続されており、その間で前記環状導管(48)が、分岐導管(39、40、41)により、各転がり軸受けに配属された各1つの潤滑装置(15)を介して各転がり軸受けに接続されていることを特徴とする、潤

滑剤供給のための装置。

34. 前記逆止弁信号が、あらかじめ規定された遅延時間後に発生される、請求項33記載の装置。

38. 請求項1から10までのいずれか1項記載の転がり軸受けに少量の潤滑剤を潤滑するためのポンプ(15)であって、シリンダ(58)と、該シリンダ(58)に対して回転的に位置決めされたガイド(67)内に案内され、かつ動力駆動装置(65)によって前記シリンダ(58)内を運動可能なポンププランジャ(66)と、該プランジャに接続された流入弁と、流出弁(68)とが設けられている形式のものにおいて、前記シリンダ(58)と前記ガイド(67)とに、流入室(59)が交差しており、前記流入弁が、前記流入室(59)に対する前記シリンダ(58)の制限縁と、前記ポンププランジャ(66)の端面とによって形成されており、前記ポンププランジャの端面が、前記制限縁の手前に位置する位置と、前記シリンダ(58)内に進入した位置との間で運動可能であることを特徴とする、転がり軸受けに少量の潤滑剤を潤滑するためのポンプ。

36. 前記流出弁が、シリンダ(58)の前記流入室(59)とは反対の側の端面で、ばね負荷された円錐状のプランジャ(68)を備えた逆止弁として形成されている、請求項35記載のポンプ。

滑剤供給のための装置。

27. 前記圧力増大装置の手前に絞り(48)が配属されている、請求項26記載の装置。

28. 前記環状導管(48)が、圧力アキュムレータ(14)に接続されており、該圧力アキュムレータ(14)が、前記環状導管(48)の始端部に取り付けられている、請求項26記載の装置。

29. 前記潤滑装置(15)が、潤滑ポンプ、有利にはプランジャポンプである、請求項26から28までのいずれか1項記載の装置。

30. 前記潤滑装置(15)が、井、有利には電磁弁である、請求項26から28までのいずれか1項記載の装置。

31. 前記環状導管(48)から前記潤滑装置(15)に通じた前記分岐導管(39、40、41)が、落差をもって敷設されている、請求項26から30までのいずれか1項記載の装置。

32. 前記環状導管内の圧力が、上限値(38)と下限値(37)との間に保持されており、後置された逆止弁(50)の閉鎖圧が、上限値(38)と下限値(37)との間にある、請求項28から31までのいずれか1項記載の装置。

33. 前記潤滑装置の前圧が、圧力監視器(54)によって検出され、該前圧の下限値が下回られると、当該の転がり軸受け(1)を停止させるための遮断信

37. 前記円錐状のプランジャ(68)が、円錐状の弁座に嵌着しており、該弁座の円錐頂角が、前記プランジャ(68)の円錐頂角よりも大きく形成されている、請求項36記載のポンプ。

38. 前記円錐状のプランジャ(68)が、比較的軟質の材料から成っており、前記弁座を形成する開口が、比較的硬質の材料から成っている、請求項37記載のポンプ。

39. 前記流入室(60)が、圧カスイッチ(54)に接続されている、請求項35から38までのいずれか1項記載のポンプ。

40. 前記流入室(60)が、給込みカップリング(64)に接続されており、該給込みカップリング(64)が、逆止弁によって形成されており、該逆止弁が、接続導管の接合によって所属の弁座から持ち上げられる、請求項36から39までのいずれか1項記載のポンプ。

41. 前記駆動装置(65)が、電磁石とばねとから成っており、前記電磁石に設けられた突き棒が、作業行程の目的で前記ポンププランジャに作用し、前記ばねが、戻し行程の目的で作用している、請求項36から40までのいずれか1項記載のポンプ。

42. 前記流入室が、有利にはオーバーフロー通路(77)を介して突き棒室(ケーシング73)に接続されている、請求項41記載のポンプ。

43. 転がり軸受け(1)、特に請求項1から10までのいずれか1項記載の転がり軸受けに用いられる潤滑剤供給のための装置(2)であって、潤滑剤が、開口(23)を有した潤滑剤導管(4)を介して転がり軸受け(1)にもたらされるようになっている形式のものにおいて、潤滑剤が、潤滑剤導管(4)内で、高められた圧力下にもたらされて、制御可能な弁(15)によって引き止められ、該弁が、潤滑剤導管(4)に設けられた開口(23)の手前に配置されていることを特徴とする、転がり軸受けに用いられる潤滑剤供給のための装置。

44. 前記弁(15)が、電気制御可能な電磁弁(31)である、請求項43記載の装置。

45. 各転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御が、一連の接続信号を介して行なわれ、ただし該接続信号が、規定の時間と、制御される周波数とを有している、請求項43または44記載の装置。

46. 各転がり軸受けに供給される潤滑剤量の制御が、一連の接続信号を介して行なわれ、ただし該接続信号が、規定の周波数と、制御される時間とを有している、請求項43または44記載の装置。

47. 潤滑剤導管(4)が圧力アキュムレータ(14)として形成されていて、有利には入口側に対して逆止弁(32)によって閉鎖されている、請求項43から46までのいずれか1項記載の装置。

#### 明 細 書

##### 転がり軸受け

本発明は、請求項1の上位概念部に記載の形式の、潤滑剤供給のための装置を有した転がり軸受けに関する。

このような形式の転がり軸受けは、「コンストラクチオン・フオン・シュビンデル・ラーガ・システム・ヒュー・ディ・ホーボグシュビンディンヒナイツ・マテリアルベアルバイトング(Konstruktion von Spindel-Lager-Systemen fuer die Hochgeschwindigkeits-Maschinenbau)」(Manfred Weck 執筆、出版社: expert Verlag, Dinslaken)に基づき公知である。

この公知の転がり軸受けでは、潤滑剤供給によって転がり軸受けの洗浄が行なわれる。したがって、常時、必要量よりかなり多量の潤滑剤が転がり軸受けに供給される。したがって、過剰量を取り出されて、排出されなければならない。

この理由から上記公知の転がり軸受けの欠点は、発生されなければならない付加的なねかけ出力だけでなく、はねかけ出力の結果として生じる付加的な軸受け加熱と、潤滑剤摩耗とにもある。

さらに、転がり軸受けに潤滑剤を供給するための装

置は、潤滑剤が圧力アキュムレータ(14)から供給されており、該圧力アキュムレータに圧力媒体、有利にはガスが供給されるようになっている、請求項43から46までのいずれか1項記載の装置。

49. 圧力が上限値(38)と下限値(37)との間に制御回路によって保持されている、請求項43から48までのいずれか1項記載の装置。

50. 潤滑剤導管(4)が、多数の分岐導管(39~41)を介して複数の転がり軸受けへの潤滑剤供給のために設計されている、請求項43から49までのいずれか1項記載の装置。

置はEPA 350734に基づき公知である。この公知の転がり軸受けでは、潤滑剤供給が導管もしくはノズルによって行なわれる。このノズルによって、潤滑剤は空気流と混合されて軸受けに吹き込まれる。

この公知の構成の欠点は、潤滑剤所への潤滑剤供給と共に環境汚染への潤滑剤汚染も行なわれてしまう点にある。

さらに、この公知の構成は比較的高い潤滑剤使用量を生ぜしめる。なぜならば、固有の潤滑剤所の潤滑剤使用量の他に、環境汚染に吹き込まれる潤滑剤損失も考慮されなければならないからである。

たしかに比較的高粘度の潤滑剤の選択によって前記損失は小さく保持することができるが、しかし完全に回避することはできない。他面において、高粘度の潤滑剤は特定の使用事例に対して、特に極めて高速に回転し、しかもほぼ無抵抗に回転する赤用のゴダットに対して要求されるような軸受けのスムーズな回転を妨げてしまう。特にゴダットにおいては、環境汚染に対するオイル霧状体汚染も極めて重要となる。なぜならば、製品汚染は絶対に回避されなければならないからである。

さらに、このような転がり軸受けに永久気密体を調備することも知られている。この場合、軸受けは、転がり軸体の両側に配置されたシール板を介してシールされている。

このような永久充填体を使用するためには、相応してペースト状もしくは高粘性の潤滑剤が必要となり、これにより転がり軸受けの長時間シール性が保証される。しかし、これに基づき、潤滑剤粘度が軸受け温度によって大きく影響を与えられるという欠点が生じてしまう。

本発明は、転がり軸受けにおいて潤滑剤供給を改良して、僅かな潤滑剤通過量でほぼ損失なしの有効な転がり軸受け潤滑が保証されているような転がり軸受けを提供することである。

この問題は請求項1の特許部に記載の構成により解決される。

本発明による転がり軸受けの構成は、金での公知実行技術とは異なり、できるだけ少量で、しかも最適な潤滑剤量で転がり軸受けを作動させることを可能にする。転がり軸受けの寿命のための前記2つの影響パラメータの組み合わせに基づき、潤滑剤量が極めて少量であるにもかかわらず、寿命の増大が得られ、しかもこのことは、ほとんど環境汚染を生じることなく得られる。

本発明によれば、次のような利点を得られる。すなわち、潤滑剤は直接に、しかも転動体の範囲にしかもたらされない。したがって、供給される潤滑剤量は転がり軸受けの直接的な需要に合うようにしか調整されない。潤滑剤の供給は間欠的に小さな用量で行なりこ

機械部分によっても形成することができる。

孔を定置の軸受けレースに設けることが推奨される。このことは、潤滑剤導管の接続が簡単であるという利点をもたらす。

最適な潤滑結果を得るためには、潤滑剤に加えられる遠心力も考慮されると望ましい。したがって、潤滑剤供給は内レースで行なうこともできる。

しかし原則的には、孔を回転する軸受けレースに設けることも可能である。この場合には、潤滑剤導管が横み合い通路もしくは回転する液体継ぎ手を介して孔に接続されなければならない。

本発明によれば、潤滑剤を最短距離で転動体軌道に供給することが可能となる。すなわち、このような手段を用いると、潤滑剤が必要とされる場所で直接的な潤滑剤供給を実現することができる。

請求項2、請求項3および請求項4に記載の改良形では、摩擦率が付加的に低減される。いずれにせよ、孔内への転動体の侵入は回避されるので、安定した転動を得ることができる。したがって、転動体軌道における転動体の安定した転動は孔によっても妨げられない。これにより、軸受け内に周期的に発生する振動を回避することができるので、転動体は転動体軌道においてほぼ均一にかつ無振動に転動することができる。したがって、周期的に発生する軸受け振動による転動体表面および転動体軌道表面の損傷は回避される。

とができる。なぜならば、供給される潤滑剤全量が転動体の範囲にしか供給されず、この場所ですみこみされないからである。

使用事例に応じて、潤滑剤は器形状、ペースト状または液状の形で、つまりコンパクトな形で、空気との混合なしに供給され得る。転動体の範囲に潤滑剤が直接に供給されることに基づき、転動体軌道に沿った潤滑剤の無断の沈降が生ぜしめられ、このような供給は転動体と転動体軌道との間の薄い潤滑剤膜の形成に好都合に作用する。

このような転がり軸受けの潤滑剤必要量が小さいことに基づき、所定の潤滑剤量を供給するためには、両軸受けレースのうちの一方に設けられた唯一つの孔で十分となることから出発することができるので有利である。しかし、有利には転がり軸受けの唯一つの軸方向平面に沿って傾倒後して、または周方向で傾倒後して配置されているような複数の孔も可能である。

特に繊維機械に用いられる高速回転ゴッドで使用される小型の転がり軸受けのためには、調整される潤滑剤量が極めて少量で済むので、孔直径は極めて小さくてもよく、つまり数ミリメートル範囲またはそれ以下にあってよい（たとえば0.5 mm）。

組込み状態に応じて、孔は軸受け内レースに設けられているか、または軸受け外レースに設けられていてよい。特に軸受け内レースもしくは軸受け外レースは

同じく、転がり軸受けが時間の経過と共に孔を圧迫して閉鎖してしまうことも回避される。

転がり軸受けにおいては、転動体軌道の特別な構成により、軸受け負荷の減じられた範囲を形成することができる。この場合、転動体軌道は、転動体が主として所定の相互間隔を有する2つの曲線の範囲に支持されるように構成されている。両支持範囲の間には、小さな面圧しか有しない虞状の区域が設けられており、この区域に孔が加工形成される。しかし、構造とは無関係に各転がり軸受けには、軸受け横方向力とは反対の側に、負荷の減じられた範囲が形成される。転がり軸受けに作用する軸受け横方向力とは、軸線に対して横方向を向いた力である。このような力は外部負荷およびその他の軸受け横方向力と共に軸を平面に保持する。軸に生じる外部負荷および軸受け横方向力は、ほぼ1つの軸方向平面に位置する。この軸方向平面に、孔も配置され、しかも軸受け横方向力とは反対の側に配置される。

請求項5に記載の構成は、組付けを簡単にする改良形である。この場合、対応する軸受けレースの角度組込み位置は重要ではない。なぜならば、潤滑剤導管は膜状層として構成されており、この膜状層は少なくとも軸受け底部の部分断面にわたって延びており、したがってあらゆる角度組込み位置において潤滑剤導管に接続されているからである。

特に高い潤滑剤圧を得るためには、潤滑剤溝の両側にリングバックンを設けることができる。これにより、潤滑剤溝の範囲には密な潤滑剤が形成され、この潤滑剤は孔によって転がり軸受けに潤滑剤を供給するためにはしか開放されていない。

この潤滑剤は軸受けレースに配置されるか、またはケーシングもしくは軸受けレースのための軸側の軸受け腔部に配置されるか、またはこれら2つの可換性の組み合わせで配置されてもよい。

請求項7に記載の改良形は規定された正確な潤滑剤圧による潤滑剤の供給のために役立つ。こうして、時間的に見て常に一定の潤滑剤量が供給される。

このような利点は同じく請求項8に記載の構成を用いても得ることができる。この場合には、潤滑剤消費が僅かであることに基づき、圧力アキュムレータを所定の時間毎に、たとえば潤滑剤を圧出するプランジヤに作用する圧縮ばねの駆動によって負荷するだけで十分となる。中間時間において、つまり圧力アキュムレータの緩慢な負荷経路においては、圧力降下が甘受される。すなわち、圧力アキュムレータは規定の圧力領域において作動させられ、唯一つの圧力値に強制的に調節されない。

特に多数の加工箇所を有する機械機構に設けられているような複数の潤滑箇所潤滑剤を供給するために、このような改良形は適している。

ことができる。

本発明は原則的に極めて少ない潤滑剤使用量から出発するので、転動体軌道の両側に配置されたシール板は大きな利点をもたらす。このような構成に基づき、特にたとえば高い軸受け温度に基づき生ぜしめられる潤滑剤の制御不能な蒸発が防止される。シール板は僅かに透過性であってよく、これにより一方では転がり軸受けの過剰充填が回避され、他方ではダスト密なシールが得られる。

しかし、当然ながら特に高い回転数における付加的なはねかけ損失を回避し、ひいては高い軸受け温度をも回避するためには、転がり軸受けの過剰充填がいかなる場合でも回避されることが望ましい。

請求項10に記載の構成は、第1に機械機構においてこのような転がり軸受けに課される矛盾した要求を考慮している。なぜならば、環境汚染、特に製品オイル化が回避されると同時に、高い寿命を有する高速回転型転がり軸受けが使用可能となるからである。

請求項11～請求項23に記載の改良形は特別な点を考慮している。

たしかに、このような方法は原理的には既に挙げたEP 3 5 5 7 3 4に基づき公知である。しかし、この公知の方法の実施は高い損失を伴なり、たしかに潤滑剤は高度に正確に圧送空気流に潤滑されて、転がり軸受け内にもたらされる。しかし、この空気流は高度に

本発明による転がり軸受けは、最小で、しかも最適な潤滑剤量を用いた運転を可能にするので、請求項9に記載の改良形はこのような利点を利用するために役立つ。この場合、たとえば請求項7または請求項8に記載の有利な構成では、転がり軸受けが、圧力下にある潤滑剤腔に潤滑剤を介して接続されている。潤滑装置には、種々の構成が考えられる。このような潤滑装置は、たとえば容積潤滑装置である。この容積潤滑装置では、規定の小さな容量がまず集められ、次いで押し進められる。この場合に押し進めは、時間的間隔をおいて、つまり潤滑の量を規定する頻度で行なわれる。それぞれ押し進められた容量は一定となる。しかし、潤滑装置は流れ制限型の潤滑装置、たとえば電磁弁であってもよい。この電磁弁は規定の時間的間隔をおいて、かつ規定の時間にわたって開閉される。この場合に潤滑の量は一方では開放時間によって規定され、他方では絞り横断面積によって規定される。

本発明は、極めて少ない潤滑剤使用量から出発する。したがって、潤滑のためには必要とされない転がり軸受けの不要な充填を回避することができる。それと同時に、このことははねかけ損失をも、つまり不都合なエネルギー消費をも回避する。このようなエネルギー損失は液体摩擦に起因しており、したがって高い回転数では高い軸受け温度を生ぜしめる。低い潤滑剤使用量に基づき、転動体軌道の両側にはシール板を配置する

正確に潤滑された潤滑剤の一部を再び湧出してしまう。したがって、所要量よりも多い潤滑剤量が潤滑されなければならない。

パラメータ測定と、転動体軌道の範囲における直接的な潤滑剤供給とから成る組み合わせによって、潤滑される潤滑剤量と、軸受け固有の潤滑剤必要量との間の正確な合致がはじめて期待される。

したがって、このような組み合わせは特に機械機構構造における使用のために、たとえばオイル蒸汚染が絶対に回避されなければならないようなゴデット構造を支承するために適している。

請求項14～請求項16に記載の改良形は、このような多数の加工箇所を有する機械機構の保守間隔をプログレッシブに延長する可能性を提供する。しかしこの場合、このような機械機構には多数の支承箇所が設けられており、これらの支承箇所はそれぞれ個々に摩擦を受ける。

回転可能に支承された機械部分、たとえばゴデット、巻取りヘッドは、糸の走行方向に沿って配置されていて、巻き体に巻き取られるまでこの糸によってオーバーランニングされる。したがって、転がり軸受けのうちの1つが故障した場合でも機械全体（少なくとも加工箇所）が停止されなければならないという問題が生じる。

しかしこれによって、それぞれ最小の軸受け寿命は、

織機機械が連続的に作動する際の運転段階の長さを規定する。転がり軸受けのうちの1つが故障した場合でも安全性の理由から全ての転がり軸受けが交換されるので、織機機械における困難な運転特性のもとでも軸受け寿命を延長することは極めて重要である。

本発明によれば、全ての転がり軸受けに対して共通の最適な運転条件を提供することができるので（請求項14）、軸受け寿命は軸受け負荷とは少なくともほぼ無関係に高めることができる。

このことは、多数の軸受け個所にもかかわらず、潤滑剤供給を各転がり軸受けのための実際の潤滑剤必要量に個別に調和させることにより得られる。

すなわち、古い換えればそれぞれ個々の転がり軸受けに対して、規定された基本調節の不断の修正が別個に行なわれる。この基本調節は製造者側によって規定される。この基本調節は経験値に基づき得られて、個々の軸受け個所の状態データに基づき補正される。このためには、特に温度が挙げられる。状態データは、たとえば制御ユニットに供給され、この場所では基本調節のファイルされたデータと比較される。基本調節は最適な運転条件に相当することが望ましいので、状態データは基本調節との比較によって、各個々の転がり軸受けの潤滑量最適範囲における実際に理想的な潤滑剤供給を生ぜしめる。

すなわち、個別の潤滑剤量を規定するためには、各

軸受け個所で新たに検出される状態データが必要となる。このためには、たとえば軸受け温度から実際の値信号を発生させることができる。この実際の値信号は制御ユニットに入力される。さらに、各軸受けに該当する軸回転数から実際の値信号を形成することもできる。このような実際の値信号も同じく中央の制御ユニットに入力される。次いで、入力された実際の値信号からは、各個々の転がり軸受けに供給されるべき、それぞれ最適な潤滑剤必要量を計算することができる。

比較的大きな転がり軸受けを監視するためには、各軸受け周囲に分配された状態で2つ以上の温度測定箇所が設けられ、これらの温度測定箇所の測定データから求められた平均値が中央の制御ユニットに伝送されると有利である。

たしかに、特性フィールドの検出によって、潤滑剤調査を制御するための規定の運転パラメータを得ることができるが、しかしこのような特性フィールドは常に1つの組込み状態にしか限定しない。なぜならば、全てのパラメータ、たとえば回転数、加熱温度、軸受け配置形式等は個々に検出されて、調査される潤滑剤量と関係的に関連させられなければならないからである。

特に織機機械においては、温度が多数の影響ファクタを有していることが判かった。

これらの影響ファクタは直接的にかつ必ずしも、

温度による軸受け温度を生ぜしめるような影響ファクタと関連しているわけではない。すなわち織機機械の場合には、軸受け温度が、たとえば機械部分（ゴデット）の運転条件や、軸受けの運転時間および軸受けの摩耗状態によって決められる。

低速回転する、加熱されたゴデットは、高速回転するゴデットよりも高い軸受け温度を有していることが判かっている。このことから、潤滑剤調査の制約は軸受け温度の唯一回の検出だけでは信頼性良く行なうことはできないことが判かる。

さらに、軸受け温度と潤滑との間の関連性は変化することが考慮されなければならない。このことは特に、摩耗が軸受け温度に対して別個の影響を与えるという理由から言える。

すなわち、このことから別の問題、つまり潤滑剤必要量に明確に適合した軸受け潤滑を可能にするような転がり軸受けのための運転パラメータを見いださなければならないという問題が生じる。運転パラメータまたは状態パラメータとは、目下の軸受け状態の記述を可能にする物理的量を意味する。

特に請求項14～請求項19に記載の転がり軸受けのために適している。請求項20～請求項25に記載の改良形は、それぞれ調査された潤滑剤量のための、軸受け温度とは全く無関係な規定量を提供する。この場合に、規定量「軸受け振動」とは、明らかに転がり

軸受けにおける潤滑特性に関する情報を与える運転パラメータもしくは状態パラメータを意味する。すなわち、これによって、温度とは無関係の目下の軸受け状態が検知される。

このような構成の利点は特に次の点に認められる。すなわち、軸受け温度の経過のための、組込み固有の特性フィールドを回避して、調査された潤滑剤量を制御するための基準に検出可能な運転パラメータが提供される。

別の利点は、振動状態が軸受けの潤滑剤のための観測力ある判断基準を成しており、したがって摩耗に基づき生ぜしめられる付加的な必要量をも検知する点に認められる。たとえば新しい転がり軸受けでは、ある特定の潤滑状態が特定の規模の振動を生ぜしめることが観察される。

このことから、有利な評価が得られ、特に振幅が評価可能となる。したがって、たとえば振幅の上限値が規定されることにより、たとえば振幅ピークが検出され、さらにこの上限値の超過、超過時間、上限値の越えられる軸受け振動数または上限値超過の繰返し限度が検出される。

しかしながら、潤滑剤必要量と軸受け摩耗とは、特に規定の振動周波数領域を、たとえばフーリエ解析（Fourier-Analyse）によって求め、かつ振動の発生または発生頻度を検出することにより同様に検出可能

である。特に脱得力のある周波数領域は $200 \sim 500$  Hzである。本発明のこのような改良形を用いて、各転がり軸受けに対しても規定の振動特性を測定することができる。

振動特性を求めるためには、潤滑剤を調査したい転がり軸受けの定置の軸受け範囲に振動センサが取り付けられる。この場所で作じる軸受け振動は連続的にまたは規定の時間的間隔で検出される。この場合に、軸受け負荷、回転数および軸受け状態に応じて、時間単位での間隔も可能である。次いで、発生した振動が解析される。簡単な解析方法は、まず規定の限界許容振動が求められ、次いで振動の振幅が許容範囲から出ているかどうかを検出されることにある。すなわちこの場合には、軸受け振動が存在してよい許容域が規定される。振動の振幅が、たとえば乾燥運転の開始直前におけるように前記許容域から出ると、後潤滑が行われなければならない。軸受け振動の振幅および規定された許容限界値の超過が、個別の潤滑剤必要量および/または摩耗のための十分に正確なインジケータであることを確保するためには、軸受けの寿命サイクルをその各使用領域においてあらかじめ試験により求めることが推奨される。

振動解析が規定の周波数領域の振動に合わせて使用されると、振動解析から確実な脱得力ある判断基準を得ることができる。転がり軸受けの軸受け範囲に生じ

る振動は種々異なる周波数領域の振動の重畳である。これらの振動領域の多数は、潤滑状態および/または摩耗のための脱得力ある判断基準を有しない。たとえば、このような判断基準に関しては、 $200 \sim 500$  Hzの範囲の振動が典型的であることが判かった。この理由から、有利には脱得力があると認められた周波数領域外の全ての振動をフィルタリング除去することが提案される。その場合、振動解析はたんに摩耗的な周波数領域、つまりたとえば $200 \sim 500$  Hzの振動でしか行われなければならない。振動の規定の周波数領域に関してしか行われなければならない振動解析においても、規定の周波数領域の超過を生ぜしめる振幅ピークが、潤滑状態または摩耗状態のための脱得力を有しないような振動周波数の重畳に基づいていることが排除され得ない場合でも、このような方法は既に、目下の潤滑剤必要量に潤滑剤量を高い精度で適合させるために十分に正確な可能性を提供する。

しかしさらに、潤滑剤供給の別の精密化が可能であることも判かった。このためには、求められた振動が解析される(Fourier-Analysis)。すなわち、良好に潤滑された軸受けでは特定の周波数領域の振動が発生しないことが判かった。このためには、良好に潤滑された軸受けが著しい摩耗を有しないことが必要となる。いかなる場合でも、このような周波数領域の振動の振幅高さは規定の値を超えない。このような振動が生じ

ると、調査された極めて少量の潤滑剤が転がり軸受けに供給される。軸受け振動の監視において、このような周波数領域の振動は再び消滅することが判かった。摩耗に基づき、連続する2つの振動状態(振幅ピーク周波数領域)の間の時間的間隔が減少すると、このことから摩耗の模式を推測することができる。他面において、求められた調査間隔内でやはり特徴的な振動状態が生じると、摩耗が検じられることを予想することができる。その場合、調査間隔は相応して短縮されなければならない。したがって、調査間隔の長さから実際の摩耗を逆算し得ることを期待することができる。したがって、このような領域の保守間隔に関する信頼性の良い脱得力ある判断基準を得ることができる。

これにより、軸受け潤滑を摩耗に合わせて検調することが可能となるだけでなく、摩耗状態に関する信頼性の良い脱得力ある判断基準をも得ることができる。これによって、潤滑剤必要量にも、摩耗にも関連した潤滑剤の調査がはじめて行なわれる。

すなわち、運転パラメータとしては特に選択された周波数領域の軸受け振動および/または選択された振幅高さを有する軸受け振動が挙げられる。この場合に、少なくとも2つの連続した特徴的な軸受け振動もしくは振幅の間の時間的間隔を測定することができる。次いで、このことから調査間隔を規定することができる。さらに以下の手段により、別の改善を得ることができ

る。すなわち、調査間隔の長さに基づき、いわゆる短縮された調査間隔を規定することができる。この短縮された調査間隔の長さは、特徴的な振動特性の連続的な発生との間隔で規定された時間的間隔よりも少しだけ短く形成される。これにより、潤滑剤不足が生じることが回避することができる。

したがって、本発明の前提改良形の大きな視点は、乾燥運転に基づく転がり軸受けにおける特徴的な振動特性の発生と、こうして得られた時間的間隔の、例示された潤滑剤後調査のための制御回路への入力とから成る組み合わせに基づいている。

原理的に後調査は極めて迅速に行なうことができ、また原則的に転がり軸受けにおける調査された潤滑剤の迅速な分配から出発することができるので、潤滑剤後調査のための時間的間隔は、先行した潤滑剤調査後に特徴的な振動特性が新たに検出される時間的間隔とほぼ合致することができる。

さらに、前記方法は請求項1～請求項10に記載の転がり軸受けのためにだけ使用されるのではなく、潤滑剤量が規定の運転パラメータの経過に関連して調査されることにより、転がり軸受けに対する潤滑剤の制御された供給が行なわれるような場所であればどこでも使用される。このためには、転がり軸受けによって生ぜしめられる振動が検出されて、潤滑剤不足を待機付ける振動特性から運転パラメータが規定される。



たとえば、たとえばE P 3 5 0 7 3 4ならびにE P 2 6 4 8 8 (= B x g 1 1 6 2) に記載されているように、潤滑剤をオイル霧状体として接近させることによって潤滑を実施することが可能である。

潤滑剤は個々の転がり軸受けにガス状または液状の形で潤滑オイルとして、高められた圧力で供給されると有利である。このためには、軸受け外レースで、有利にはそれぞれ最小の軸受け負荷の場所において、適当な孔、場合によっては軸受け毎に複数の孔が設けられる。この場合に、軸受けレースの外側においてこの軸受けレースに、有利には軸受け外レースを収容するケーシング孔に、潤滑剤供給部に接続された導管通路が設けられると有利である。この導管通路を介して潤滑オイルは転がり軸受けに流入する。

個々の転がり軸受けに対して規定された潤滑オイルの潤滑および圧送は種々異なる方法で行なうことができる。すなわち、各転がり軸受けには、固有のポンプ、たとえば各段ポンプのセグメント(この多段ポンプのセグメントは吐出量に関して個々に制御可能でなければならない)を配置することができる。この場合、特に押退けポンプが適当であることが利かった。潤滑オイルは局所的に弁によって、特に電磁弁によって制御されて圧力オイルアキュムレータから供給することもできる。この圧力オイルアキュムレータはポンプによって時間毎に充填される。

請求項27に記載の改良形は、絞りと、タンクに向かつてばねに抗して開く、後置された逆止弁との組み合わせに基づき、主導管が常時洗浄されるにもかかわらず、それぞれ対応する潤滑ポンプもしくは潤滑弁によって各段の転がり軸受けに潤滑剤を供給するための十分な圧力が常に存在していることを保証する。これに関しては、回路図につきさらに詳しく説明する。

後置された逆止弁の代わりに、時間制御される遮断弁が圧力増大装置として使用されると、導管長さや導管直径や絞り寸法や温度とは無関係の潤滑導管洗浄を得ることができる。

請求項28に記載の改良形は、潤滑剤が非圧縮性の流体であるので、相応する取出し頻度において、貯えられた圧力が比較的迅速に減圧されるという事実を考慮している。付加的な圧力アキュムレータを備えた潤滑導管システムが設けられていると、潤滑導管内の圧力は均一化される。圧力脈動はポンプを用いたオイルの供給によっても、潤滑装置を用いたオイルの取出しによっても生じ得ない。さらに、時間毎に潤滑剤を圧力ポンプによって供給し、圧力をこうして取出しサイクルの間に規定の圧力領域内に保持することが可能となる。このためには、圧力アキュムレータがオイルを圧力下に保持することが必要となる。このためには、ばね負荷されたブランジェまたは圧力ガス負荷されたブランジェの負荷を受けているアキュムレータ室を有

特にこのような場合では、各パルス時間の変化による開放信号の間の規則的な時間的間隔を維持するか、または前記開放信号の間の目下必要となる潤滑量に適合された可変の時間的間隔による等しいパルス時間を維持して、それぞれ転がり軸受けに供給される潤滑オイル量の制御を行なうことができる。

本発明によれば、極めて少量の潤滑剤しか必要とされない。

したがって、転がり軸受けに対する制御された潤滑剤供給においても、制御されない潤滑剤供給においても(たとえば恒定的に規定された時間サイクルでの潤滑剤供給)、潤滑剤の老化問題、沈降問題、樹脂化問題および酸化問題が生ぜしめられる。

このような問題は請求項26～請求項34に記載の手段を用いて回避することができる。

本発明のこのような改良形に基づき、次のような利点を得られる。すなわち、潤滑導管システムが、常時洗浄される主導管を成しており、この主導管では、潤滑剤が空気逐漸下に保持される。これによって、潤滑剤の人工老化を回避することができる。

他面において、規定の潤滑剤量が常時確保する。潤滑剤が潤滑導管システム内に常時循環することに基づき、ほぼ連続的な自己空気抜きが得られる。それにもかかわらず、各転がり軸受けには、正確に潤滑された極めて少量の潤滑剤を供給することができる。

するオイルアキュムレータを使用することができる。同じく、アキュムレータ内のオイルは圧力ガスによる負荷に直接にさらされていてもよい。

圧力アキュムレータが潤滑導管の前継部に取り付けられていることが大きな特徴である。これによって、潤滑導管の他方の継部の方向での強制的な洗浄が得られる。潤滑導管内の圧力損失は簡単に検出することができる。

請求項29に記載の改良形は、それぞれ潤滑された潤滑剤量の正確な配分という利点をもたらす。特に本発明によるブランジェ潤滑ポンプは恒定的に規定された吐出容量を提供する。この場合、潤滑ポンプの連続稼働は使用事例に調和されるだけで済むか、または軸受け状態に関連して制御されるだけで済む。

請求項30に記載の改良形はさらに、弁の時間毎の開放保持によって弁と転がり軸受けとの間の導管を時折洗浄することができるという利点をもたらす。

請求項31に記載の改良形は、分岐導管の自己空気抜きに好都合に作用する。なぜならば、潤滑剤中に溶解していない空気は常に潤滑導管システム内に留まろうとするからである。この場所から空気は常時導出される。

このことは、時間的に見て転がり軸受けの均一な潤滑剤供給に好都合である。この利点は下方に向かって傾けられた分岐導管によって得られる。これらの分岐

導管内では、場合によっては存在する空気が常時、浮力に基づき上方に上昇し、この場所での空気は環状導管内での洗浄過程において進行される。

特に請求項 3 に記載の改良形は、上限値と、後置された逆止弁の閉鎖圧とが一度規定された後に、全自動的な圧力制御を行なうために役立つ。

この場合に、各洗浄時には逆止弁の閉鎖圧の調節によってさらに付加的に影響を与えることができる。逆止弁の閉鎖圧が上限値の近くにあると、逆止弁の閉鎖圧が下限値の近くにある場合よりも洗浄時間は短くなる。

このことは、たんに圧力制御によって可能となる付加的な運転安全性という利点をもたらす。

この場合に請求項 3 に記載の構成には、付加的な重要性が加わる。なぜならば、これによって転がり軸受けの運転安全性は、潤滑剤がもはや後供給されない場合でもまだ与えられているからである。この場合では、転がり軸受け内に存在する潤滑剤が消費されるまでにかかる時間に運転時間が設定される。

潤滑剤消費量は請求項 3 5 ～請求項 4 2 もしくは請求項 4 3 ～請求項 5 0 に記載のハイドロリック式の装置によって行なわれると有利である。

しかし、この手段は制御される潤滑剤供給を有しない転がり軸受けの場合にも、制御される潤滑剤消費を有する転がり軸受けの場合にも、有効となる。

請求項 3 5 に記載の手段は、流入弁がポンププランジャ自体と、シリンダと流入室との間の切開縁とによって形成されるが、しかし流入弁が非使用的な位置に位置していることに基づいている。すなわち、流入開口は実際には、ポンププランジャがその吸込運動を終了した後でしか開放されない。この場合にポンププランジャはその吸込サイクル時にシリンダ内に真空を形成している。この真空内には、ポンププランジャの端面が空吸込みされたシリンダから走出して、流入室に走入するやいなや、調整したい潤滑剤量が極めて迅速に流入する。

請求項 4 3 ～請求項 5 0 に記載のハイドロリック式の装置を有する本発明の改良形では、潤滑剤が、周囲の大気圧よりも高い圧力で貯えられる。これにより、正確に調整可能な潤滑剤量が、正確に規定された時点まで、かつ正確に規定された時間の間に転がり軸受けに供給されるようになる。調整ポンプに対する大きな相違点は、1 調整当たりの可変の潤滑剤容量にある。なぜならば、弁の開放時間が供給される潤滑剤容量を規定するからである。各粘度に関連して、要求される圧力レベルは安全技術的にも極めて簡単に実現することができる。すなわち、小さな粘度の潤滑剤のためには、たんに低い圧力レベルしか必要とされず、これにより本発明による調整された潤滑剤供給が可能になる。

しかしながら、極めて高い粘度の潤滑剤をも使用す

る前に前記手段は特に請求項 2 5 ～請求項 3 4 (環状導管) に記載の構成と相まって、これらの構成とは別個でも使用される。

転がり軸受けのための潤滑オイルを調整するためのハイドロリック式の装置は、たしかに米国特許第 4 7 8 4 5 7 8 号明細書および同第 4 7 8 4 5 8 4 号明細書に基づき公知であるが、この公知のハイドロリック式の装置は別個のポンプによって動作される装置である。この公知の装置では、ポンプから供給される潤滑オイルの圧力下にプランジャが動作され、このプランジャはシリンダ内に位置する潤滑オイル量を送出する。この公知の装置は複雑な構造を有している。特にこの公知の装置は流入弁を備えており、この流入弁はプランジャ移動距離に関連したシリンダ充填を可能にする。これによって、この充填は慣性に行進されている。すなわち、この充填は流入弁の運動と液体配とに関連している。したがって、液体が、後流動するために十分な時間留まるような速度でしかプランジャを移動させることができない。

このようなポンプを調整される転がり軸受け潤滑の装置で使用するためには、極めて迅速なプランジャ運動において、完全なシリンダ充填が保証されていなければならない。

このことは、請求項 3 5 に記載のポンプによって達成することができる。

ることができる。この場合には、制御可能な弁の短い開放時間で所望の潤滑剤量を転がり軸受けに供給できるようにするために圧力レベルが相応に高く設定されなければならない。

別の利点は技術的に極めて簡単に実現され得る調整装置に認められる。この調整装置は外部制御可能な弁を有しているだけでよい。

本発明により得られるさらに別の利点は、流出する潤滑剤による環境汚染が小さい点にある。なぜならば、本発明は原理的に、制御可能な弁の極めて小さな開放時間から出発するからである。したがって、転がり軸受けにおいて必要とされる潤滑剤量しか調整されない。この事実も、転がり軸受けの要求される潤滑剤量が少量で済むという認識を基礎としている。

しかし、転がり軸受けを送る特定の潤滑剤通過量は摩耗の点でも有利な作用を有している。なぜならば、摩耗性粒子が、時間の経過と共に通過される潤滑剤によって、転がり軸受けと転動体軌道との間の接触区域から進行されるからである。

請求項 4 4 に記載の改良形は、開放方向においても、閉鎖方向においても、弁の迅速な制御可能性が得られるという利点を提供する。これによって、それぞれ供給される潤滑剤量の精度を多数の潤滑剤間にわたっても正確に維持することができる。

請求項 4 5 および請求項 4 6 に記載の改良形はそれ

ぞれ次のような可能性を提供する。すなわち、幾つかの影響値を挙げる目的で同一の制御装置を用いて、組込み状態や転がり軸受け回転数や転がり軸受け負荷や摩擦の異なる転がり軸受けに対する潤滑剤供給を保證することができる。

これにより、制御装置のモジュール構造を得ることができる。このようなモジュール構造は極めて簡単な管理において、それぞれ規定された要件領域をカバーする。

本発明のためには、一般に複数の構成、特に請求項47および請求項48に記載の構成が挙げられる。

請求項47に記載の改良形は、既存の潤滑剤導管が圧力アキュムレータとしても付加的な機能を引き受けるという利点を提供する。すなわち、本発明は、潤滑剤を問題なく貯蔵することのできるような容量が潤滑剤導管によって提供されることを認許している。このことは高められた圧力下に行なわれる。特に既存の転がり軸受けに外部潤滑剤供給装置を後装備するためには、前記導管が役立つ。なぜならば、制御可能な弁と、場合によっては流入側の逆止弁と、質量装置との他に別の構成部分が必要とならないからである。

特定の使用事例に対しては、請求項48に記載の改良形により利点が得られる。このことは、たとえば潤滑剤導管の既存の導管容量が、潤滑剤後送出の欠如において転がり軸受けの信頼性の良い潤滑を得るために

は小さすぎると思われる場合に該当する。

この場合には、圧力アキュムレータが一方では、潤滑剤導管内に収容することのできない過剰潤滑剤量を貯えるために働く。他方において、圧力アキュムレータには、圧力媒体によって占められる容積を提供することができる。この場合に充填される圧力アキュムレータ容量は圧力媒体のための圧力増大装置の放熱時でもまだ利用され得る。この場合には、このような放熱を時間的に緩衝することができるという利点が得られる。

請求項49に記載の改良形は、たいがい使用事例では、潤滑剤圧の正確な維持が必要とされないことを認許している。これにより、必要量に適合した圧力制御を実現することができる。

この場合に、上限値もしくは下限値を圧力測定装置によって直接に検出することができる。しかし、潤滑剤必要量が検知される場合には、簡単なタイミング制御によって制御を得ることも考えられる。

以下に、本発明の実施例を図面につき詳しく説明する。

第1図は、本発明の第1実施例を示しており、

第2図は、第1図に示した実施例の軸方向平面図を示しており、

第3図は、本発明の別の実施例を示しており、

第4図は、多数の転がり軸受けを、制御される潤滑

剤供給のための制御回路で示す実施例を示しており、

第5図は、環状導管システムに組み込まれた本発明の実施例を示しており、

第6図は、調整ポンプのための可能な実施例を示しており、

第7図は、調整ポンプのための別の実施例を示しており、

第8図は、調整弁を満たした本発明の実施例を示しており、

第8a図は、第5図に示した環状導管を備えた、第8図に示した実施例を示しており、

第9図は、調整弁とリザーバとを備えた本発明の実施例を示しており、

第10図は、押出し、延伸および巻取りのプロセスステップを行なうフィラメント糸のための糸糸ユニットを示しており、

第11図は、横方向力にもかかわらず無負荷の転動軌道範囲を備えた3つの転がり軸受けにおける本発明の実施例を示しており、

第12図は、軸方向でブレードをかけられた軸受けにおける本発明の実施例を示している。

以下において特に記載のない限り、以下の説明は全ての図面に該当する。

第1図～第3図には、特に外部潤滑剤供給のための装置2を備えた転がり軸受け1が示されている。

このような転がり軸受けは軸受け外レース20と、軸受け内レース21と、両者の間に配置された転動体5とから構成されている。通常では、転動体5が転動体ケージ22内で互いの相対位置を固定されるので、前記転動体5は転動体軌道6aもしくは6bに貼って、互いに不要の間隔において転動する。真鍮なのは、両軸受けレースのうちの一方、図示の事例では軸受け外レース20が貫通孔3を有していることである。この貫通孔3は一方では潤滑剤導管4に接続されており、他方では半径方向で転動体5に対して開口している（開口23）。すなわちこの場合、開口23を通過して流出した潤滑剤が軸受け外レース20から直接に転動体軌道の範囲で転動体に供給されるように貫通孔3が軸受けレースを通過して延びていることが重要となる。

このために、一方で開口23は、転動体によって通過される区域のすぐ近くに位置することができる。他方では、開口23が両転動体軌道のうちの一方、この場合には外側の転動体軌道6aの中心の箇所に位置していると有利である。この場合、転動体と転動体軌道との間に支持力のある潤滑剤被膜を形成することによって摩擦を減少させるために潤滑剤が必要とされるような場所には、潤滑剤は供給されない。

当然ながら、組込み状態に応じて有利になる場合には、貫通孔3が内側の転動体軌道6bに開口していてもよい。

駆動体軌道とは、転がり軸受けレースの、駆動体に両側で接触する半径方向平面によって制限された部分である。このようなレース部分は、研削加工された駆動路の、駆動体が駆動することのできる部分である。

この転がり軸受けが軸方向のブレロードをかけられた軸受けである場合には、貫通孔3が真ん中の半径方向平面に位置していると有利である。この場合、真ん中の軸受け半径方向平面には、常に負荷の小さな範囲しか形成されないで、貫通孔3の開口23は時間が経過しても圧迫されて閉鎖されることはない。さらに、このような構造には、貫通孔3の位置が各組込み状態とは無関係となるという利点がある。

これに関しては、第12図につきさらに詳しく説明する。

第1図に示したように、軸受け外レース20は軸受け座部10に嵌合されている。この場合、軸受け座部10は周囲を取り囲むケーシングに設置されている。貫通孔3の軸受け座部側の端部は環状の潤滑剤溝7によって交差される。この環状の潤滑剤溝7は軸受け外レース20に設けられていてもよい。しかしこの実施例の場合には、潤滑剤溝はケーシングの材料内で、貫通孔3も軸受け座部側で開口している半径方向平面に配置されている。

潤滑剤溝7は潤滑剤導管4に接続されており、この潤滑剤導管4を介して、転がり軸受けへの潤滑剤供給

が行なわれる。

第1図には有利な改良形が示されている。この場合、潤滑剤溝7の両側にはリングパッキン24、25のための環状溝8、9が配置されている。このようなリングパッキンは弾性材料から成っていて、僅かな直進運動をもって、対応する環状溝8、9に嵌め込まれる。軸受け外レース20の組付け時には、リングパッキンが軸受け座部10によって半径方向で押し合わされて、所望の環状溝8、9の底部と軸受け座部10との間にブレロードをかけられて損傷する。こうして、潤滑剤溝7の信頼性の良い両側シールが得られるので、潤滑剤は貫通孔3を介してしか流出することができない。

環状溝8、9はこの場合、軸受け外レース20に設けられている。しかし環状溝8、9が軸受け座部10に設けられると、加工利点を得られる。なぜならば、軸受け座部の材料は一般に軸受けレースの材料よりも加工が容易であるからである。同じく、環状溝の一方を軸受け座部に設け、他方の環状溝を軸受けレースに設けることもできる。

さらに第2図に示したように、転がり軸受け1は作用する力11の影響を受ける。このことは、たとえばゴデットにおける糸巻掛けの合威力である。常時存在する軸受け間隙に基づき、軸受け内レース21と軸受け外レース20とは互いに相対的に半径方向に移動する(第2図に誇張して図示する)ので、負荷区域12

が生じる。この負荷区域12では、駆動体が常に嵌合している。直進方向で向かい合って位置する側には、ほぼ無負荷の区域26が形成される。この無負荷区域内では、駆動体がせいぜい僅かに駆動体軌道6a:6bに押圧されるだけで駆動する。図面から認められるように、開口23は負荷区域12外で駆動体5と駆動体軌道6a:6bとの間に位置している。開口23が負荷区域12の中心に対してほぼ直進方向で配置されることが確保される。

さらに第1図に示したように、潤滑剤導管4は潤滑剤ポンプ13の吐出側に接続されている。この潤滑剤ポンプ13は関与作動式のポンプであってよい。択一的に、潤滑剤ポンプは極めて低速で運転することができ、こうして常時少量の潤滑剤を連続的に送送することができる。さらに、第3図に示した実施例では、潤滑剤導管4が圧力アキュムレータ14に接続されている。圧力アキュムレータ14の圧力レベルは上限値と下限値との間でほぼ一定に保持され得ると有利である。このためには、潤滑剤圧力を一定に保持するための制御回路に組み込まれている圧力ポンプ13(詳しく図示しない)が働く。

さらに第1図に示したように、正確に調整された潤滑剤供給のために潤滑剤導管4には、調整装置15が配置されている。このような調整装置とは、たとえば外部制御可能な弁であってよい。このような弁は所定

の時間毎に開放される。同じく、互いに相対的に回転する送送区分も考えられる。このような送送区分は軸1回転当たり一回噛み合うように重なり合うので、重なり合いの時間中のみ潤滑剤導管4から貫通孔の開口23への一貫した接続が与えられている。

さらに第1図に示したように、各駆動体範囲の側方には、各1つのシール板16が設けられており、これによりたとえば蒸発による潤滑剤の制御不能な流出が防止される。他面、このようなシール板は、組込み状態に応じて軸受け内部への不本意なダスト侵入も遮断するので有利である。不本意なダスト侵入は所望の潤滑効果のために不都合である。

第4図には、さらに多数の軸受け部に対する潤滑剤供給の個別制御のための回路図が示されている。

機械制御装置80により、運転パラメータから生ぜしめられる基本調度は検続部81を介して制御ユニット82に与えられる。他方において、個々の転がり軸受け1からは、測定導線83を介して、測定センサ84によって供給される運転データ、つまりたとえば個々の転がり軸受けの温度値または軸受け振動測定から得られた値が制御ユニット82に入力される。これから得られる制御命令は制御導線85を介して個々の調整ポンプ15に与えられる。調整ポンプ15は潤滑剤導管4を介して転がり軸受け1に、それぞれ個々に規定された潤滑オイル量を供給する。

このためには、潤滑剤タンク47から潤滑剤が取り出されて、供給導管86を介して潤滑ポンプ15に案内される。この潤滑ポンプは集合導管62を介して互いに接続されている。

転がり軸受け1は、たとえば紡糸機に配置されている。この転がり軸受け1は、たとえば巻き管が絞せられて固定されているような高い回転数で駆動される1つまたは複数のスピンドルに所属しているか、または形成されるボビンを駆動するか、または糸を往復移動させるようなスピンドルに所属している。転がり軸受けはたとえば、このような紡糸機の製造ゴデットおよび/または延伸ゴデットの軸受けであってもよい。

第5図には、転がり軸受け1に潤滑剤を供給するための装置2が示されている。転がり軸受け1は糸を加工するための繊維機械(図示しない)に設けられた回転可能なゴデット45の構成要素である。この実施例の特別な点は、ゴデット45が心軸46に回転可能に結合されていることである。この心軸46は転がり軸受け1の軸受け内レース21に嵌め込まれている。この理由から、転がり軸受け1の軸受け外レース20は相對回転しないようにケーシングに挿入されている。したがって、潤滑剤導管4は回転しないケーシング部分から転がり軸受け1に案内されると有利である。この実施例の別の特別な点は、潤滑剤導管4が、回転しない軸受け外レース20に設けられた貫通孔3を介して

外側の駆動体軌道の輪郭に開口していることである(開口23)。

重要なのは、潤滑剤が潤滑剤ポンプ13によって潤滑剤タンク47から、圧力下にある環状導管48に圧送されることである。

このためには、潤滑剤ポンプ13が環状導管48の前端部に取り付けられている。環状導管48の後端部は絞り49と逆止弁50とを介して潤滑剤タンク47に開口している。逆止弁50は圧縮ばねによって負荷されている。この圧縮ばねはタンク側から弁座を負荷している。絞り49と逆止弁50との間の気密性に関しては、あとでさらに詳しく説明する。

本発明の原理を實現するためには、環状導管48の戻り側の閉鎖可能な端部だけで十分である(たとえば制御可能な逆止弁)。設置された逆止弁との組み合わせで使用される絞りは必ずしも必須ではないが、しかし制御に関して大きな利点を提供する。これに関しても、あとでさらに詳しく説明する。

さらに重要なのは、環状導管48から分岐導管39~41が分岐していることである。これらの分岐導管には、潤滑剤を供給したい各転がり軸受け1のために(この特別な事例では)別個の潤滑装置15が設けられている。同じく、たんに唯一つの潤滑装置15が、対応する環状導管システムを介して複数の転がり軸受け1に潤滑剤を潤滑供給することも考えられる。

さらに図面から認められるように、環状導管48の前端部には圧力アキュムレータ14が取り付けられている。この圧力アキュムレータは、潤滑剤33を充填されていて、かつ所定の潤滑剤液面高さより上で圧縮可能な圧力媒体、たとえば空気や圧縮されるような圧力流体である。図面から認められるように、圧力アキュムレータ14はガスのための別個の接続部を有していない。潤滑剤は圧力アキュムレータ内部に封入されたガス容量を押し退けて、圧縮するので、加えられたエネルギーの一部がガスクッション内部に貯えられ、これにより引き続く潤滑剤の潤滑時にステップバイステップに膨張するようになっている。

さらに正圧弁52が図示されている。この正圧弁52は安全性の理由から設けられており、これにより規定の安全性上限値を超えると正圧弁52は開かれる。

潤滑剤ポンプ13から出発すると、前端部に配置された逆止弁53が認められる。この逆止弁53は潤滑剤ポンプ13の停止時における潤滑剤の逆流を阻止する。

さらに環状導管48に沿って見ていくと、複数の分岐導管39~41が設けられている。これらの分岐導管は後述された潤滑装置15を有している。この潤滑装置15には、既に説明したようにそれぞれ環状導管48を介して潤滑剤が供給される。各潤滑装置15は電気制御式のプランジャポンプとして形成されている。

このプランジャポンプのプランジャ行程は不変である。このことは1プランジャ行程当たりの正圧に規定された吐出容量を有する単純な構造を生ぜしめる。

潤滑装置15を(この場合全て一緒に)制御するためには、制御装置28(詳しく図示しない)が働く。この制御装置28は場合によっては制御時間および制御間隔に関して調節可能である。

各プランジャポンプはさらに別の逆止弁56を介して所属の転がり軸受けの開口23から隔離されている。この逆止弁56は図面から判明するように、転がり軸受け1の方向に開く。

さらに図面から判明するように、各分岐導管39~41は環状導管48を起点として鉛直方向下方に向かって延びている。原理的には、分岐導管39~41が環状導管から脱落を持って敷設されていれば十分である。既にこのような場合でも、浮力に基づき潤滑剤には逃げない空気泡は強制的に環状導管48の方向に移動し、次いでこの環状導管48中で次の洗浄プロセスにおいて潤滑剤タンク47の方向に送出される。

空気含量の増大した潤滑剤に基づく転がり軸受けへの潤滑剤供給不足はこうして確実に回避される。

さらに各潤滑装置15のためには圧力監視器54が設けられている。この圧力監視器54は潤滑装置15の前圧力を検出する。この前圧力が規定の下限値、たとえば1バールを下回ると、対応する転がり軸受けが

停止させられる。なぜならば、潤滑剤供給がもはや保証されていないからである。場合によっては、規定の遅延時間後の停止が必要となる場合もあるが、ただし、仮に軸受け1に存在する残りの潤滑剤が急激に消費され得ないことを前提とする。

洗浄方向に沿って戻り導管48に設けられた最後の分岐導管41の後方でさらにタンク端部の方向を見ると、この場所には後端部に絞り49と、後置された逆止弁50とが配置されているのが判かる。これに関連して、前部部には1対の圧力監視器が配置されている。これらの圧力監視器のうち、第1の圧力監視器は上限値38を監視し、第2の圧力監視器は下限値37を監視する。上限値、たとえば3.8バールが到達されると、この圧力監視器は潤滑剤ポンプ13を遮断する、つまり潤滑剤ポンプ13の回路を開く。戻り導管48内の圧力はこの場合、3.8バールとなる。他方において、逆止弁50の閉鎖圧は（圧縮ばねのプレロードに基づき）3.8バールの下、たとえば3バールである。前置された絞り49は、戻り導管内の潤滑剤が運動している場合には圧力降下を生ぜしめるので、絞り49と、プレロードをかけられた逆止弁50との間には常時、戻り導管内よりも低い圧力が存在している。この場合、戻り導管内の高い圧力は、絞り後方の圧力が逆止弁50の閉鎖圧よりもはるかに大きい場合には、いずれの場合にも後端部の方向への潤滑剤の流れを生ぜ

しめる。閉鎖圧が達成されると、逆止弁50は圧縮ばねのばねプレロードをかけられて閉じられ、戻り導管48内にまだ存在する圧力は許えられたままとなる。

しかし、連続的な潤滑剤取出しにより、この圧力は時間の経過と共に低下する。下限値37が到達されると、クローージャとして形成された第2の圧力監視器が潤滑剤ポンプ13を再び接続する、つまり潤滑剤ポンプ13の回路を開じる。この潤滑剤ポンプは、オープンとして形成された第1の圧力監視器がポンプを再び遮断するまで潤滑剤タンク47から潤滑剤を戻り導管に圧送する。既にこの過程の間に、戻り導管は洗浄される。ポンプの遮断後には、逆止弁50が再び閉じるまで洗浄過程が続けられる。

さらに重要なのは、後置された逆止弁50の閉鎖圧が、上限値38と下限値37との間に位置していることである。この場合、前置された絞り49は規定された圧力降下を生ぜしめるので、後置された逆止弁50には、絞りにおける圧力降下分だけ減じられた前記戻り導管48の導管圧が生じる。

しかし、専ら圧力降下される逆止弁の代わりに、外部制御可能な遮断弁を設けることもできる。このような遮断弁は潤滑剤ポンプ13が作動している間は洗浄のために開放され、次いで有利にはまだ慣性回転している潤滑剤ポンプにおいて閉鎖される。

さらにフロートスイッチ55が設けられており、こ

れによりタンク内容物が連続的に監視される。場合によっては、最低液面高さが下回られると、警告信号または遮断信号を発生させることができる。

第6図および第7図に示した潤滑ポンプ15は、本発明を実施するための詳細な構成を示している。このポンプは極めて少量の液体、特に本発明による軸受け軸受けを潤滑潤滑するための潤滑オイルを潤滑するために適している。潤滑ポンプ15は、1ポンプサイクル（作業行程）当たり3mm<sup>3</sup>よりも多い潤滑剤が圧送されないように設定されていてよい。この場合、ポンプブランチの対応する制御により、この少量の液体量の分配を任意の時間にわたって延ばすことが可能となる。

潤滑ポンプ15はケーシングを有している。図面には、ケーシング部分57しか図示されていない。ケーシング部分57には、ポンプ室もしくはシリンダ58が設けられている。このシリンダの容積は、1ポンプサイクル（作業行程）当たり圧送したい潤滑オイルの容量を規定する。シリンダ58は一方の端部で半径方向孔59に接続されている。以下において、この半径方向孔を流入室と呼ぶ。この流入室は閉じられた区分60と、シリンダ58の他方の側で前記区分60に向かい合って位置する区分61とから成っている。この区分61は液体タンク（図示しない）に接続されている。区分61は集合通路62によって交換される。こ

の集合通路62はケーシングを貫いて延びていて、場合によってはこの潤滑ポンプ15に連結させたい別のポンプ（第4図参照）に設けられた同様の通路に移行している。

さらに区分61には、導管63が開口している。この導管63は圧力スイッチ54に接続されている。この圧力スイッチ54は区分61内の圧力に関連して、シリンダ58内を移動するポンプブランチ66のための駆動装置55と、場合によっては潤滑ポンプ15によって潤滑される軸受けを有する部分（第6図参照）の駆動装置とを制御する。潤滑ポンプ15は熱込みカップリング64を介して液体タンクもしくは戻り導管48（第5図参照）に接続されている。

ポンプブランチ66はガイド67内に案内される。このガイド67はシリンダ58に対して同軸的に流入室59の反対側に延びている。休止位置において、ポンプブランチ66の端面は流入室59内でシリンダ58の一方の端部の直前に、もしくはシリンダ58と流入室59との間の制限線の直前に位置している。すなわち、ポンプブランチ66は制限線を含めてポンプの流入弁を形成している。

シリンダ58の前記流入室59とは反対側の端部には、潤滑ポンプ15の流出弁が設けられている。この流出弁はシリンダ58の流出開口を取り囲む制限線と、円錐台形のブランチ68とから形成される。ブ

ランジャ68の先端は流出弁の閉じた状態において、プランジャ68の反対側の端面に作用するコイルばね69によって前記制限縁に押圧される。この制限縁は円錐状の弁座70に移行している。この弁座70は流出室71に開口しており、この流出室71には、プランジャ68を奥寄するコイルばね69が設けられている。流出室71には側方で、潤滑剤導管4が開口しており、この潤滑剤導管4は、潤滑剤所（図示しない）、たとえばゴデット輪受けに通じている（第5図参照）。

円錐体もしくはプランジャ68は比較的柔らかい材料、たとえばポリマから成っており、それに対して弁座を形成する開口の制限縁は硬質の材料から製造されている。弁座70の円錐頂角がプランジャ68の円錐頂角よりも大きく形成されていることにより、第1に良好なシールが保たれており、第2に互いに異なる円錐度により形成された円錐状の現状ギャップが、開放された流出弁において質量ポンプ15を通る液体流を制御する。この場合、潤滑オイル中に連行されて、場合によっては制限縁に空気泡の形で溜まるおそれのある空気は、オイルと共に前記現状ギャップを通して導出されるものと仮定する。流出弁のシール作用はさらに、プランジャ68の軟質材料が制限縁の形状に適合することにより改善される。

ポンププランジャ66のガイド67の前記流入開口

59とは反対側の端面は、開口を介して、拡張された切欠き73に接続されている。全長にわたって等しい直径を有するポンププランジャ66は、この開口を越えて切欠き73に突入して、この切欠き73内に配置された端部に拡張部もしくはヘッド74を有している。ヘッド74には、ポンププランジャ66を取り囲むコイルばね75の端部が作用している。このコイルばね75の他方の端部は切欠き73に支持されている。このコイルばね75により、ポンププランジャ66は休止位置に保持される。この休止位置では、ポンププランジャ66の端面が流入室58内に、シリンダ58の制限縁の手前に小さな間隙において位置している。

切欠き73の下方では、ポンプケーシングに固く結合された状態で、ポンププランジャ66のための駆動装置65が設けられている。駆動装置65は電磁石として図示されている。この場合、いわゆる磁石が使用されると有利である。この磁石は適当な被覆体によって、場合によってはポンプから漏出するオイルに対して保護されている。磁石は周期的に励磁され、これによりシリンダ58内のポンププランジャ66が駆動される。このような電磁石の構造および機能は公知である。

磁石としての構成の利点は次の点に認められる。すなわち、付加的なシール材料が必要とならず、した

がって潤滑剤に対する二次空気の漏加の危険が回避される。このためには、流入室61と、ロータ室として働く切欠き73との間の付加的なオーバーフロー通路77と、オーバーフロー通路78とが設けられる。このオーバーフロー通路はロータの運動方向に沿ってこのロータを貫いて延びており、これによりロータの運動時にロータの一方の端面からロータの反対側の端面への潤滑オイルの迅速なオーバーフローが得られる（第7図参照）。

冒頭で説明したように、図示の質量ポンプ15を用いて、1ポンプサイクルもしくは1プランジャ行程当たり約3mm<sup>3</sup>の液体量を吐出することが可能である。このためには、特にシリンダ58およびポンププランジャ66の相応して小さな寸法と、駆動装置65からポンププランジャ66に伝達される行程の相応して小さな寸法とが必要となる。すなわち、プランジャ直径は約2mmであり、プランジャ行程は約1mmである。ポンププランジャ66の端面はプランジャ休止位置においてシリンダ入口のすぐ手前もしくは制限縁のすぐ手前に位置しており、送られた位置では、プランジャ端面が、プランジャ68の前記シリンダ58に向けられた端面のすぐ手前に位置し、この場合、前記両端面の間で接触は生じない。ポンププランジャ66の上昇運動によって生じるオイル圧に基づき、弁プランジャ68が持ち上げられて、流出弁が開放されるだけでは

なく、潤滑オイル中に連行された空気も吐出される。これによって、極めて小さな吐出行程のポンプにおいて重大なポンプ故障を招いてしまうおそれのある空気泡は形成され得ない。

以下において、第7図に示した質量ポンプを説明する。この場合、以下の説明は僅かな例外を除いて、第6図に示した実施例にも該当し、部分的には前で行なった説明の繰返しとなる。

この質量ポンプはケーシング有しており、このケーシングはケーシング部分57と、駆動装置65のためのケーシング部分とから構成されている。両ケーシング部分は圧力密に互いに結合されている。ケーシング部分57には、流入室が形成される。この流入室は区分59、61を備えた盲孔の形を有している。この盲孔の開いた端部は流入通路に接続されている。この接続は逆止弁を備えた差込みカップリング64によって行なわれる。この逆止弁はカップリング部分が互いに内外に嵌め合わされると、突き当りによって開放される。カップリング部分が互いに分離されると、逆止弁は閉じるので、オイルは供給導管から吐出することができない。

流入室は孔区分59、61の間で区分58、57を備えた別の孔によって鉛直方向で交換される。この孔は流入室の盲孔端部に対して間隔においてこの流入室を貫いて延び、これによって盲孔を盲孔端部の範圍に

位置する区分59と、流入室51とに分割している。流入室に鉛直方向で交差した孔は、その一方の区分58でシリンダを形成している。このシリンダは流入室とは反対の側で流出室71に開口している。開口範囲では、流出室71が円錐状の弁座を有している。この弁座はシリンダ58に対して傾斜的に位置している。円錐状の弁座には、円錐状の弁体68が座着している。この弁体68は圧縮ばねによって弁座70に押圧される。弁体68の円錐頂角は弁座70の円錐頂角よりも小さく形成されている。円錐体68の先端は切頭とされているので、弁体68の小さな直径はほぼシリンダ58の直径に相当している。したがって、弁体68の小さな円錐面は、ポンプブランジャのストッパのために適している（あとで詳しく説明する）。流出室71は流出通路を有しており、この流出通路には、潤滑剤導管4が接続されている。この潤滑剤導管は、たとえば特に前記転がり軸受けのうちの1つに設けられた孔に通じている。

流入室に交差する孔の前記シリンダ58とは反対の側の区分57は、ポンプブランジャ56のためのガイドとして働く。このポンプブランジャ56は円筒状のピンとして形成されている。このピンの直径はシリンダ58の直径に幾い許容差をもって適合されている。第6図に示した構成は、ガイド57として働く孔部分がピンの直径よりも大きく形成されているという

特性を有している。これによって前記孔部分は、オイルを流出室から切欠き73に流入することを可能にする（これに関して、あとでさらに説明する）。第7図に示した実施例では、ガイド57として働く区分が比較的狭い許容差しか有していない。なぜならば、この場合、流入室からは付加的なオーバーフロー導管77が出現していて、流入室を切欠き73に接続しているからである。

切欠き73は円筒状の孔として形成されている。この孔はシリンダ58およびガイド57として働く孔に対して同心的にケーシング部分57の片側に、つまり流入室とは反対の側の前記孔のガイド57として働く区分の真に加正成形されている。ポンプブランジャ56は、その一方の端面が流入室と、弁体68の小さな円錐面との間で運動可能となるような長さを有している。この運動時には、ポンプブランジャ56の前記流入室とは反対の側の端部が切欠き73に突入する。この端部にポンプブランジャ56はつば（ヘッド74）を有している。このつばと、切欠き73の流入室寄りの向かい合って位置する端面とは、圧縮コイルばね76が支持されている。この圧縮コイルばね76はポンプブランジャ56を休止位置にもたす。この休止位置では、ポンプブランジャ56の前記シリンダ58に面した端面（制御端面）が流入室内に位置する。すなわち、シリンダ58と、流入室を形成する孔59、

51との間の真通路（以下において制御線88と呼ぶ）は閉じていない。この制御線88は制御端面87と共にシリンダ58の流入弁を形成している。

切欠き73はその自由な側で駆動装置65のケーシングによって底面にカバーされている。この駆動装置は鉄突き棒89（可動子）と環状コイル90とを備えた電磁石である。環状コイルはケーシングに液密に埋め込まれていて、導線（図示しない）を介して制御装置に接続されている。可動子は可動子室91に直線案内されている。直線案内のためには、ガイド孔92、93が働く。ガイド孔92は盲孔として形成されている。この盲孔は可動子室91の前記軸方向のケーシング部分57とは反対の側に形成される。この側では、可動子89がガイドピン94を有している。このガイドピン94の横断面はガイド孔92の横断面よりも著しく小さく形成されている。したがって、オイルは可動子室91からガイド孔92に突入する。ガイド孔93は一方では可動子室91を切欠き73に接続し、他方ではガイドのために働く。スムーズなオイル過渡を可能にするためには、可動子に固定されている操作突き棒95の横断面が、ガイド孔93の横断面よりも小さく形成されている。

さらに可動子89と操作突き棒95とはポンプブランジャ56の軸線上に位置している。可動子89は軸

平行なオーバーフロー通路78を有している。このオーバーフロー通路78は可動子室91の両端部を互いに接続している。操作突き棒95はポンプブランジャ56の前記制御端面87とは反対の側の端部と接触する。磁石の環状コイル90が励磁されていない状態では、圧縮コイルばね76がポンプブランジャと操作突き棒95と可動子89とを一方の終端位置に押圧する。この終端位置では、既に説明したようにポンプブランジャ56の制御端面87は流入室内に位置しており、シリンダ58の制御線88は閉じられていない。環状コイル90の励磁に基づき、可動子89と操作突き棒95とポンプブランジャ56とが移動させられ、この場合、制御端面87はまず制御線を開鎖し、次いでシリンダ58内に侵入し、このシリンダ58から弁コイルばね69の圧力に抗して弁体68の開口を通じて液体を押し出し、最終的に有利には弁体58に接触する。

以下に、これに関して詳しく説明する。

制御端面87は弁座に座着する弁体68のすぐ手前に位置すれば十分である。このことは、特に潤滑オイル内に比較的大量の空気が封入されていない場合には問題ない。しかしシリンダ58内に空気が溜まると、空気成分が必ずしも完全に押し出されない危険が生じる。この場合、制御端面87は、弁体68がコイルばね69の圧力を受けて完全に閉鎖し得ない程度にまで前進すると有利である。これによって、空気成分も



装置に吐出することができる。

流入室のオイルは加圧下に供給される。潤滑剤の圧力を増大させるか、または潤滑剤自体を吸い込むことは、前記潤滑ポンプの重要な役割ではない。第6図に示した実施例にも該当する前記潤滑ポンプおよびその構造の特殊性は次の点に認められる。すなわち、この潤滑ポンプは流入室内に存在する潤滑剤、特にオイルの圧力変動を決して生ぜしめず、ひいてはシリンダ58の充填に圧力変動を決して生ぜしめない。この点で、前記潤滑ポンプは全ての公知のポンプ、つまり吐出側における流体流の移動と共に吸込側においても相応する移動が生ぜしめられるようなポンプとは異なっている。前記潤滑ポンプでは、吐出が不連続的に行なわれるけれども、プランジャ運動も、岩石可動子の運動や、操作突き棒の運動や、またはガイド突き棒の運動も、流入室と切欠き73と可動子溝91とに封入されている全容積の変化を生ぜしめない。

さらに次の点に関して詳しく説明する。

複数のポンプケーシングは互いにフランジ締結することができる。この場合、互いに結合されたポンプ全体に対して1つの流入通路しか設けないことが可能となる。ポンプはその場合、互いに結合されたポンプの流入室全体の孔に垂直に交差する集合通路62によって接続される。

同じく、この場合には唯一つの圧力監視器54で+

分となる。この圧力監視器54は流入室内の圧力の降下時に所望の切換を行ない、たとえば所定の最小圧が下回られると機械を停止させ、これにより乾燥運転を阻止する。前記ポンプはそれぞれ1つの転がり軸受けのための潤滑ポンプとして働く。

このような潤滑ポンプは次のように作動する。

半径方向孔もしくは流入室59を介してシリンダ58には、規定の圧力、たとえば2バールで潤滑オイルが供給される。図示の休止位置に位置するポンププランジャ66では、潤滑オイルはシリンダ58に流入するだけではなく、流入開口59の閉じた区分60にも流入する。これにより、ポンププランジャ66は求心的に等しい圧力で負荷される。このことは特にポンププランジャ66の小さな直径に関して極めて重要である。磁石によって生ぜしめられるポンププランジャ65の上昇運動により、このポンププランジャはシリンダ内に導入され、これによりこのシリンダ内に存在するオイルは非プランジャ68を持ち上げて吐出室71に流入し、次いで導管72を介して、潤滑したい箇所に入管する。次いでポンププランジャ66がコイルばね75のばね力により図示の位置に戻り案内されると、流出弁のプランジャ68は流出開口を開鎖し、シリンダ58内にはポンププランジャ66の下降運動に基づき、真空が形成される。ポンププランジャ66の端面がシリンダ58から導出されて、流入開口59に導入

されるやいなや、つまりポンププランジャ66の吸込サイクルの終了時では、前記真空に基づき、ポンププランジャ66の運動とは無関係に極めて迅速にシリンダ58が潤滑オイルで充填される。次いで、潤滑ポンプ15は引き続き別のポンプサイクルを実施することができる。

第8図、第8a図および第9図には、潤滑剤供給のための装置2を備えた各1つの転がり軸受け1が示されている。この装置2は潤滑剤導管4を有しており、この潤滑剤導管4で潤滑剤が転がり軸受け1にもたらされる。転がり軸受け1の断面では、潤滑剤導管4が開口23を有している。この開口23からは、潤滑剤が転がり軸受け1の方向に流出する。この特別な実施例ではさらに、潤滑剤導管4が転がり軸受け1の軸受け外レース20を貫通しており、かつ潤滑剤導管4がほぼ外側の転動体軌道6aもしくは内側の転動体軌道6iの範囲で転動体6の方向に開口しているという特性が存在している。

しかしながら、本発明はこのような構成に限定されるものではない。特に潤滑剤導管は側方方向からも転動体5に案内されて、転動体ケーシングの範囲で側方に転動体6の方向を向いていてもよい。

この場合、潤滑剤導管4内の潤滑剤は高められた圧力にもたらされている。マノメータ27が示すように、この圧力は大気圧よりも上にある圧力を意味する。潤

滑剤導管4の端部には、制御可能な潤滑弁15が設置されている。この潤滑弁15が閉じられている場合は、この潤滑弁15は高められた圧力下にもたらされた潤滑剤を潤滑剤導管4内に留める。図面から認められるように、この潤滑弁は制御装置28によって制御することができる。この場合、この潤滑弁は必要に応じて制御装置28によって開放されるか、または閉鎖される。潤滑弁15が開かれている場合には、高められた圧力下で流出する潤滑剤が潤滑剤導管4の開口23から流出する。制御装置28によって潤滑弁15が閉じられた後に、流出した潤滑剤は分離され、潤滑周期は終了している。

本発明の特殊性は、制御装置が2つの調節可能性を有している点に認められる。このためには、第1の調節装置29によって開放時間の時間 $\Delta t_1$ が必要に応じて調節可能となる。第2の調節装置30は開放時機 $\Delta T$ 、たとえば2時間毎の開放時機を規定するために働く。この制御装置により、それぞれ流出する潤滑剤量を流出時間および流出時機に応じて調整することができ、転がり軸受け1によって必要とされる潤滑剤量だけが供給される。

制御装置28はこの目的のために潤滑弁の電気制御装置に作用する。この場合、この潤滑弁は電気制御可能な磁石31によって操作される。

第8図に認められるように、たとえば低い精度の潤

潤滑のために存在する潤滑剤導管4を圧力アキュムレータとして問題なく使用することができる。この場合、この潤滑剤導管4は流入側に対して逆止弁32によって閉鎖されていると有利である。この逆止弁は、潤滑剤導管4内の形成された圧力を損失なく貯える役目を持っている。

規定の貯え容量を得るためには、潤滑剤導管4の長さを場合によっては付加的なループの組込みによって延長することができる。

第8a図に示したように、潤滑剤導管システム48を設けることもできる。この潤滑剤導管システム48は第5図に示したように構成されてよい。

さらに第9図に示したように、潤滑剤33は圧力アキュムレータ14から供給することができる。この圧力アキュムレータ14には圧力流体、有利には空気または別のガスが供給されるようになっている。このためには、特別な圧力アキュムレータ14が設けられている。この圧力アキュムレータ14内には、一方では潤滑剤33が存在している。潤滑剤レベルの上で、この圧力アキュムレータ14は圧力導管34を介して圧力流体を供給される。このために、潤滑剤ポンプ13は圧力導管34内の増圧流体を送出するに過ぎない。この場合、この潤滑剤ポンプ13は周囲から空気を取り込み、場合によっては適当な濾過および乾燥の後には圧力アキュムレータ14に送出する。これによって、

潤滑剤レベルの上方には、所定の圧力アキュムレータ容量が形成され、この圧力アキュムレータ容量により、潤滑剤33はいかなるポンプ運転なしでも加圧下に転がり軸受け1の潤滑箇所へ供給されるようになる。

さらに図面から判かるように、圧力アキュムレータ14はマノメータ27を備えている。このマノメータ27はこの実施例ではオンオフスイッチとして働く。このオンオフスイッチは切換装置36を介して潤滑剤ポンプ13をオンオフ切換える。存在する圧力レベルが下限値37よりも下に低下すると、マノメータ27は切換装置36、たとえばリレーを介して潤滑剤ポンプ13の回路を開じる。この場合、圧力アキュムレータ14内の圧力は増大する。マノメータ27が上限値38への到達を検出すると、圧力アキュムレータ14内の圧力が再び下限値に到達するまでの間、切換装置36を介して潤滑剤ポンプ13の回路が開かれる。さらに第9図に破線で示したように、潤滑剤導管4は複数の転がり軸受け1に潤滑剤を供給するための複数の分岐導管39~41を有するように設計されている。図面から判かるように、この場合には制御可能な潤滑弁15が全ての分岐導管39~41に共通の潤滑剤導管4に配設されていてよい。この場合には、比較的簡単な構成空間をかけるだけで全ての分岐導管の共通の制御が行なわれるという利点が得られる。

しかし、互いに大きく離れて位置する転がり軸受け

に潤滑剤を供給しようとする場合には、破線で示した構成が提供される。この場合、各分岐導管の端部には、それぞれ対応する潤滑弁15が設けられている。これらの潤滑弁15は全て共通の制御装置28を介して、個々の転がり軸受けのその部度検出された潤滑剤必要量に応じて一斉にかつ同時にまたは個別に操作することができる。

それにもかかわらず、このような構成は簡便な構造が得られるという利点を提供する。なぜならば、唯一つの制御装置しか必要とされないからである。この制御装置は並列接続されて全ての潤滑弁を同時に操作するか、または搬送周波数を介してそれぞれ規定の潤滑装置だけを制御する。

第10図には、エンドレスなプラスチック糸を製造するための繊維機械における本発明の使用事例が示されている。

糸101は熱可塑性材料から形成される。熱可塑性材料は充填装置102によって押出機103に供給される。押出機103はモータ104によって駆動される。モータ104はモータ制御装置149によって制御される。押出機103では、熱可塑性材料が溶融される。このためには、第1に成形作業（前駆エネルギー）が設立つ。この成形作業は押出機によって材料に与えられる。付加的に加熱装置105、たとえば抵抗加熱が設けられている。この抵抗加熱は加熱制御装置1

50によって制御される。押出機の圧力・回転数制御のための溶融圧を測定するための圧力センサ107が設けられている。溶融管206を通過して、溶融体は歯車ポンプ108に到達する。この歯車ポンプ108はポンプモータ144によって駆動される。このポンプモータはポンプ制御装置145によって制御され、この場合、ポンプ回転数は微調整可能である。歯車ポンプ108は溶融体流を、加熱された紡糸ボックス110に送出する。この紡糸ボックス110の下面には、紡出ノズル111が設けられている。この紡出ノズル111からは、溶融体が数個のフィラメントストランド112の形で流出する。このフィラメントストランド112は冷却筒114を貫通する。この冷却筒114では、吹込みにより空気流115が噴出方向または半後方向でフィラメントストランド112に向けられていて、これによりフィラメントを冷却する。

冷却筒114の端部では、フィラメント群が回転ローラ113によって糸101にまとめられて、繊維線を造られる。この糸は冷却筒114と紡出ノズル111とから引出しゴデット116によって引き出される。この糸は引出しゴデット116に数回巻を掛けられる。このためには、引出しゴデット116に対して組み合わされて配設されたオーバランニングローラ117が働く。このオーバランニングローラ117は自由に回転可能である。引出しゴデット116はゴデッ

トモータ118と周波数変換器122とによって、前調節可能な速度で駆動される。この引出し速度は、引出ノズル111からのフィラメントストランド112の自然の進出速度よりも数倍高く設定されている。

引出しゴデット116に続いて、別のオーバランニングローラ120を備えた延伸ゴデット119が設けられている。このオーバランニングローラ120と延伸ゴデット119との構造は引出しゴデット116とオーバランニングローラ117との構造に相当している。延伸ゴデット119を駆動するためには、周波数変換器123を備えた延伸モータ121が働く。周波数変換器122、123の入力周波数は制御可能な周波数発生器124によって均一に規定される。こうして、周波数変換器122、123では、引出しゴデット116もしくは延伸ゴデット119の回転数を個別に調節することができる。それに対して、引出しゴデット118の速度レベルと延伸ゴデット119の速度レベルは、周波数発生器124と一緒に調節される。

延伸ゴデット119からは、糸101が「ヘッド糸ガイド」125に到達し、この場所から三角形トラバース運動区域126に進入する。この場所には、公知のトラバース装置127（図示しない）が設けられている。このトラバース装置は、たとえば互いに逆向きに回転する羽根であり、この羽根は糸101をボビン133の長さによって往復案内する。このときに、

糸はトラバース装置127の背後でコンタクトローラ128に巻き掛けられる。このコンタクトローラ128はボビン133の表面に接触している。このコンタクトローラ128はボビン133の表面速度を測定するために動く。ボビン133は巻き管135上に形成される。巻き管135は巻取リスビンドル134に接続せられて固定されている。この巻取リスビンドル134はスピンドルモータ136とスピンドル制御装置137とによって駆動され、この場合、ボビン133の表面速度は一定となる。このためには、制御値として、コンタクトローラ128に設けられた自由に回転可能なコンタクトローラ128の回転数が、磁性体封入体138と、磁気インパルス発生器131とによって検出される。

このことは、巻取リスビンドル134の磁性体封入体138と、インパルス発生器139とにも言える。

また、トラバース装置127は、戻復帰でトラバース範囲にわたって往復案内されるトラバース糸ガイドを備えた汎用の戻復帰付ドラムであってもよい。

この場合に重要となるのは、繊維機械（そのうち唯一つの加工工程しか図示していない）が多数の繰々の転がり輪受け1を有していることである。これらの転がり輪受けは前記説明した転がり輪受け1と同様に構成されて、調整された潤滑剤を供給される（前記説明を参照）。

第11図には、転がり輪受けの3つの可能な実施例が示されている。これらの実施例では、孔3の開口23が、転動体軌道の、輪受け傾方向力11によって負荷された側に位置していてもよい。この場合に、転動する転動体が孔3の開口23上を転動し、こうしてこの開口が時間の経過と共に圧迫されて閉鎖してしまうことを回避するために、転動軌道は少なくとも1つの、有利には複数の環状の転動区域150を有している。この転動区域150では、転動体5の正確に規定された転動運動が行なわれる。

このような転がり輪受けは、多点互輪受けと呼ばれる。この場合、点数は環状の転動区域の数を表す。これらの転動区域に沿って転動体は両転動体軌道に対して接触する。環状の転動区域150のジオメトリ配値は、環状の転動区域の各点で転動条件が満たされるように行なわれると有利である。

第1実施例では、4点互輪受けが使用されている。

外レースと内レースとは、各2つの環状の転動区域150が形成される。これらの転動区域の間には、無接触の環状区域151が設けられている。この環状区域151は本発明の範囲内では転動体軌道の無負荷範囲と呼ばれる。図示の4点互輪受けでは、転動軌道の無負荷範囲が、各1つの輪受けレースに存在する環状の両転動区域150の間に位置している。すなわち、この範囲では輪受け玉と、対応する転動軌道との間に

接触が行なわれない。したがって、孔3の開口23をこの範囲に設置することが可能となる。たとえば、外側の輪受けレースが孔3を通過している。

これとは異なり、第2実施例は2点互輪受けを示している。この2点互輪受けでは、輪方向断面図で見て玉の曲率が各転動体軌道5a、5bの曲率よりも大きく形成されている。これによって、各転動体軌道には、1つの環状の転動区域しか設けられず、しかも環状の各転動区域のすぐ側方には、輪受け転動軌道の無負荷範囲が形成される。

この範囲は、玉を転動する玉と転動軌道表面との間の小さな半径方向間隔によりすぐれている。この場合一般には、玉と輪受け表面との間の接触が行なわれない。しかし、この接触が時折行なわれても不都合ではない。したがって、輪受け転動軌道のこの範囲には、輪受け傾方向力によって負荷された輪受け側にも、孔3の開口23を設置することができる。

さらに、本発明の範囲内では、第11図の第3実施例に示したような3点互輪受けを使用することもできる。この図面に対しても、上で説明したことが該当する。

これまで行なった説明を補足して第12図には、輪方向でブレードをかけられた浸漬型互輪受けを備えた輪における本発明の実施例が示されている。図面から判かるように、この輪受けは2つの1列玉輪受けで

ある。この1列玉軸受けは軸の軸方向で互いに限定されている。このことは、支承された軸の軸方向遊びをできるだけ小さく保持するために機械構造においては一般に汎用されている。この理由から、両玉軸受けの左側の玉軸受けは外レースを備えたケーシング段部9に当て付けられている。これによって、外レースはケーシングに対して明確に位置固定される。左側の玉軸受けの輪面は限定カバー97によってケーシング段部に押圧される。このためには、限定カバー97が右側の玉軸受けの外レースに作用して、この外レースを玉軸受けの方向でケーシング段部96に押圧している。

しかし軸方向のプレロードをかけられた前記軸受けは極めて汎用的であるので、個々の詳細は図示しない（公知先行技術参照）。しかし、両玉軸受けの間で軸方向の限定が形成されることは重要である。これによって、軸受け玉は所定の軌道において、軸受け玉と軌道との間の接触領域150がもはや1つの半径方向平面に位置しておらず、この半径方向平面に対して少しだけ傾けられた平面に位置するように移動させられる。この接触領域はほぼ環状の軌道領域150として形成されており、この軌道領域は各玉軸受けに関して、一方の軸受けレースでは真ん中の軸受け半径方向平面の右側に配置され、他方の軸受けレースでは真ん中の軸受け半径方向平面の左側に配置され

ている。すなわち、真ん中の軸受け半径方向平面から環状の軌道領域が所定の量だけ側方にずらされている。これにより、真ん中の軸受け半径方向平面は、ほぼ無接触の環状領域が形成されるように負荷軽減され、この環状領域には、孔3の開口23を配置することができる。

したがって本発明は、軸方向でプレロードをかけられた軸受けにおいて、慣用の一列式の球型玉軸受けの場合にも使用することができる。この場合、孔3の開口23を真ん中の軸受け半径方向平面に配置することもできるという付加的な大きな利点を得られる。なぜならば、この真ん中の軸受け半径方向平面は、軌道領域の無負荷領域を形成するほぼ無接触の環状領域であるからである。

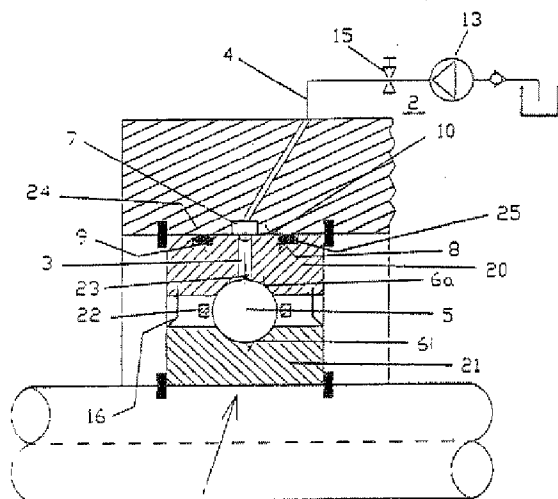


Fig. 1

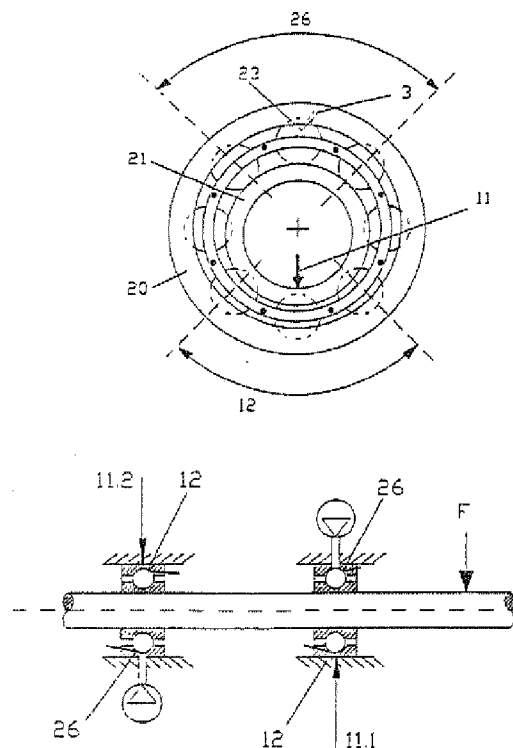
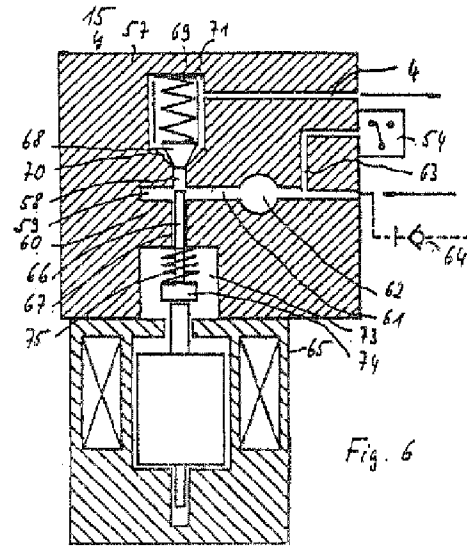
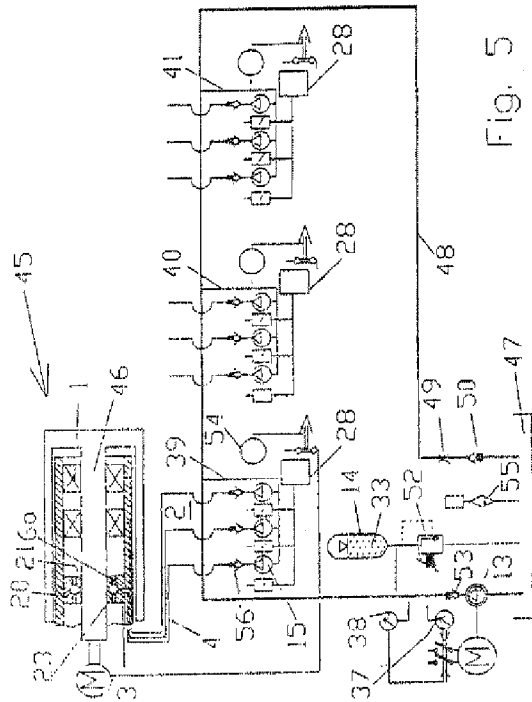
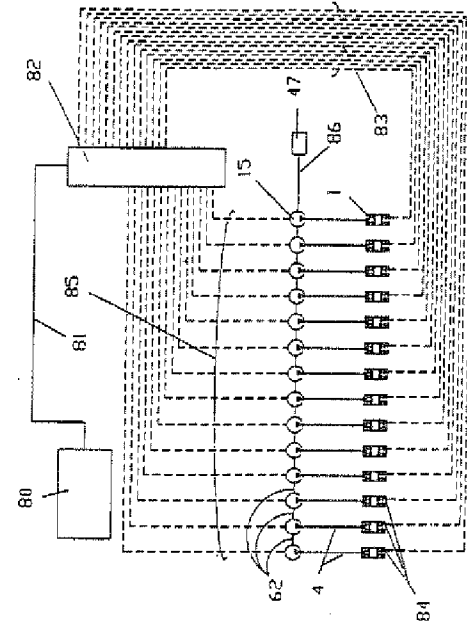
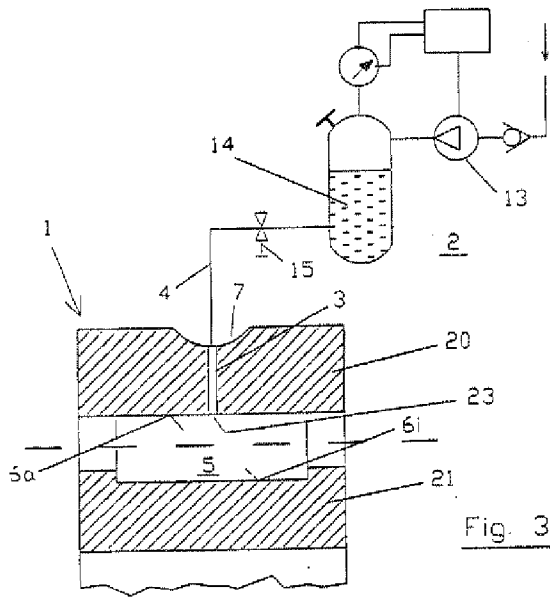


Fig. 2



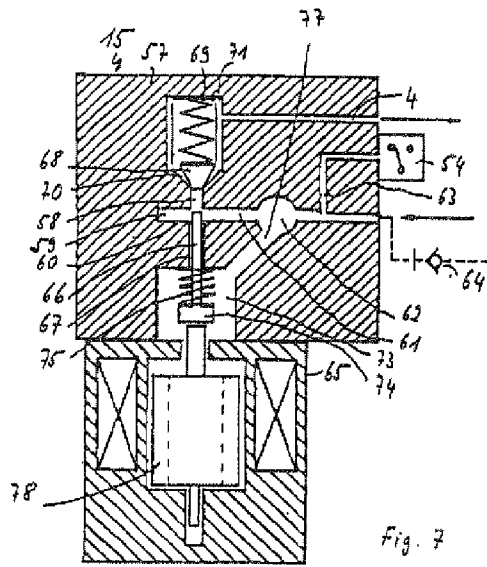


Fig. 7

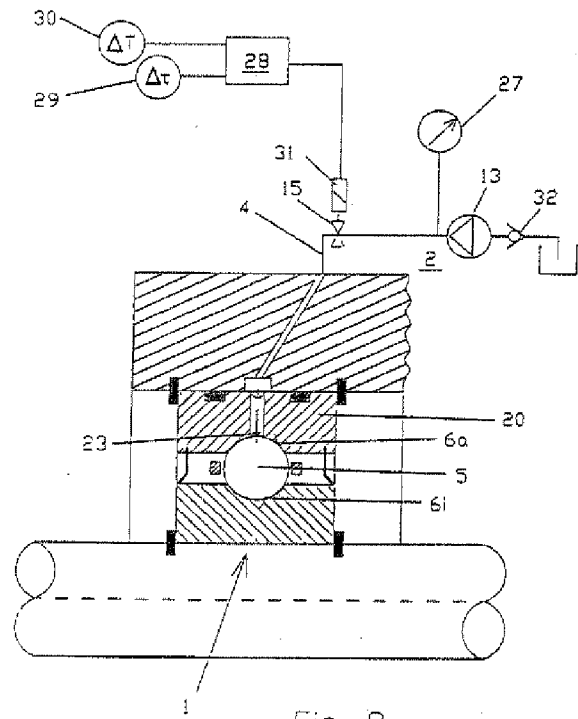


Fig. 8

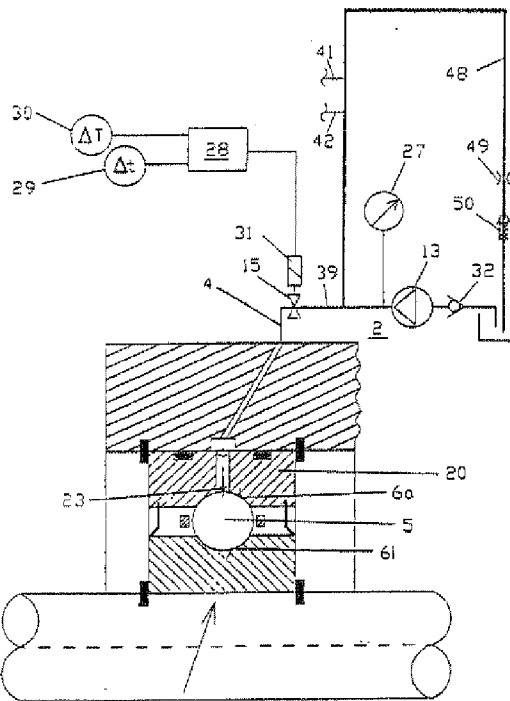


Fig. 8a

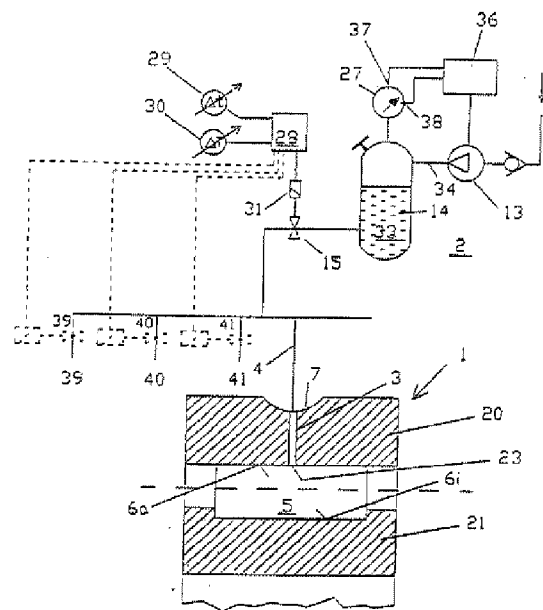


Fig. 9

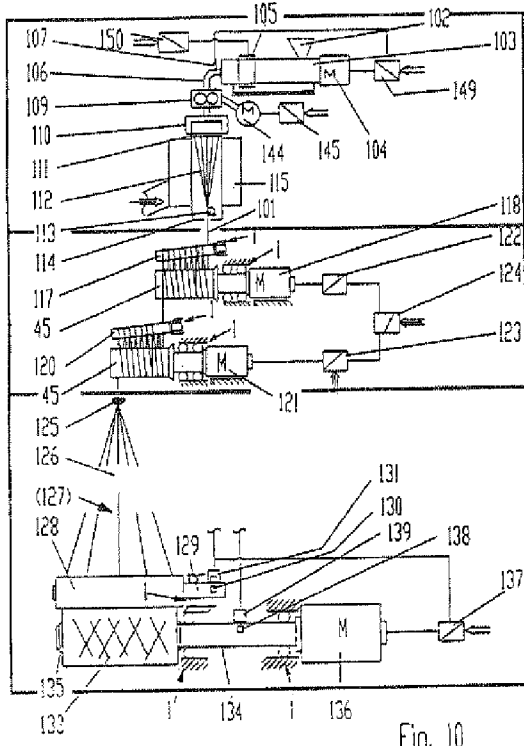


Fig. 10

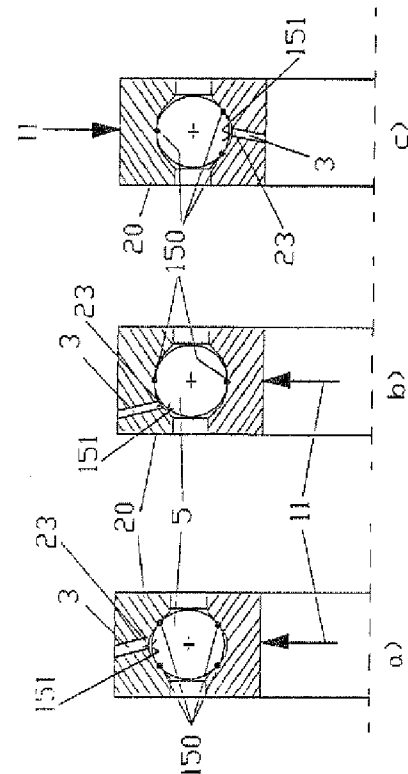


Fig. 11

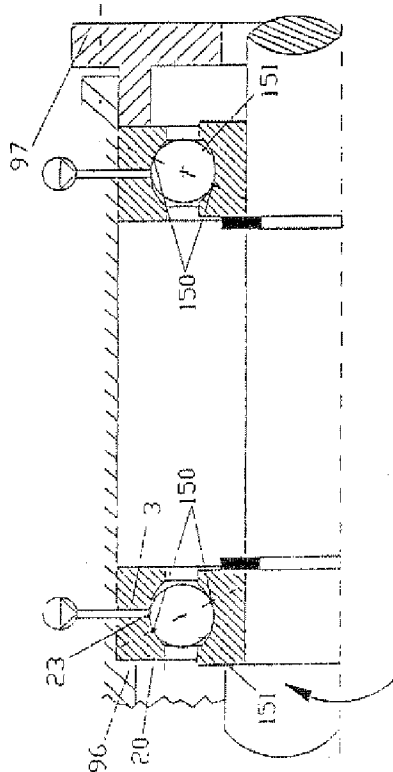


Fig. 12

國際調查報告

A. DISCLOSURE OF SUBJECT MATTER IPC 5 F16C33/98		Int. App. No. PCT/EP 94/00845	
According to International Patent Classification (IPC) or in both national classification and IPC			
B. PRIOR ART Maximum number of prior art documents (indicate the type of document by a number in parentheses)			
IPC 5 F16C			
The international search report shall contain a summary of the invention and shall indicate the state of the art (see Article 17(2) of the Patent Law)			
The international search report shall also contain a summary of the invention and shall indicate the state of the art (see Article 17(2) of the Patent Law)			
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT			
Category	Class of document, with indication, where appropriate, of the subject matter	Reference to class No.	
X	FR, A, 1 348 823 (SUDDRETSCHKE PRACISIONS) 12 November 1993	1,5	
A	see page 2, column 1, line 41 - line 58, figures	2-4	
X	US, A, 4 312 946 (BAYER) 26 January 1982 see column 2, line 17 - line 52; figure 1	1,6	
X	FR, A, 1 474 760 (INTERNATIONAL HARVESTER COMPANY) 20 February 1967 see figure 3	1	
A	FR, A, 1 502 171 (ZWICKY) 9 October 1967 see page 3, column 1, line 3 - page 4, column 1, line 12; figures	1,2	
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of the report. <input type="checkbox"/> None (early searches are listed in the report).			
A) documents defining the present state of the art which are not considered to be particularly relevant. B) documents which are not considered to be particularly relevant. C) documents which are not considered to be particularly relevant. D) documents which are not considered to be particularly relevant. E) documents which are not considered to be particularly relevant. F) documents which are not considered to be particularly relevant. G) documents which are not considered to be particularly relevant. H) documents which are not considered to be particularly relevant. I) documents which are not considered to be particularly relevant. J) documents which are not considered to be particularly relevant. K) documents which are not considered to be particularly relevant. L) documents which are not considered to be particularly relevant. M) documents which are not considered to be particularly relevant. N) documents which are not considered to be particularly relevant. O) documents which are not considered to be particularly relevant. P) documents which are not considered to be particularly relevant. Q) documents which are not considered to be particularly relevant. R) documents which are not considered to be particularly relevant. S) documents which are not considered to be particularly relevant. T) documents which are not considered to be particularly relevant. U) documents which are not considered to be particularly relevant. V) documents which are not considered to be particularly relevant. W) documents which are not considered to be particularly relevant. X) documents which are not considered to be particularly relevant. Y) documents which are not considered to be particularly relevant. Z) documents which are not considered to be particularly relevant.			
Date of the international search report		Date of the international search report	
13 June 1994		04.06.94	
Name and address of the applicant		Name and address of the applicant	
MOUTON, J.		MOUTON, J.	

国際調査報告		International Application No. PCT/EP 94/00845
Box 1: Observations where certain claims were found unacceptable (Continuation of item 1 of first sheet)		
This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2) for the following reasons:		
1.	<input type="checkbox"/> Claim Not:	because they could not be properly examined by this Authority, namely:
2.	<input type="checkbox"/> Claim Not:	because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:
3.	<input type="checkbox"/> Claim Not:	because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the general and specific provisions of Rule 8.4(a)
Box 2: Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 2 of first sheet)		
The International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:		
1. Claims 1-10: Antidustion bearing with a lubricant duct which extends through the outer ring of inner ring		
2. Claims 11-25: A method for a controlled supply of lubricant		
3. Claims 26-34: A device for supplying lubricant		
4. Claims 35-43: A pump for metering a lubricant		
5. Claims 44-50: A device for supplying lubricant with a controllable valve		
1.	<input type="checkbox"/>	At all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all requested claims.
2.	<input type="checkbox"/>	At all searchable claims could be searched without effect justifying an additional fee, the Authority did not require payment of any additional fee.
3.	<input type="checkbox"/>	At least some of the requested additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims 1-10.
4.	<input checked="" type="checkbox"/>	No requested additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims, i.e. covered by claims 1-10.
CLAIMS 1-10.		
Remarks on Prior Art		
<input type="checkbox"/> The additional search fees were accompanied by the applicant's priority.		
<input type="checkbox"/> No priority accompanied the payment of additional search fees.		

Form PCT/ISA/210 (Continuation of form 1) (July 1992)

国際調査報告		International Application No. PCT/EP 94/00845	
Patent documents cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
FR-A-1346823		NONE	
US-A-4312546	26-01-82	DE-A- 2846778	22-05-80
		FR-A- 2441001	06-06-80
		GB-A- 2040366	28-08-80
FR-A-1474780		NONE	
FR-A-1502171		NONE	

Form PCT/ISA/210 (Continuation of form 1) (July 1992)

## フロントページの続き

(31) 優先権主張番号 P 4 3 3 9 9 4 3 . 6  
 (32) 優先日 1993年11月24日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
 (31) 優先権主張番号 P 4 3 3 9 9 4 2 . 8  
 (32) 優先日 1993年11月24日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
 (31) 優先権主張番号 P 4 3 3 9 9 4 0 . 1  
 (32) 優先日 1993年11月24日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)

(31) 優先権主張番号 P 4 4 0 4 3 0 1 . 5  
 (32) 優先日 1994年2月11日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
 (31) 優先権主張番号 P 4 4 0 7 6 4 7 . 9  
 (32) 優先日 1994年3月8日  
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)  
 (81) 指定国 EP (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, M C, NL, PT, SE), CN, JP, KR, RU, U A, US